



Universidad  
Carlos III de Madrid  
www.uc3m.es

# TESIS DOCTORAL

## *Modelo de frenado del neumático de un vehículo turismo en un frenómetro de rodillos*

**Autor:**

Susana Sanz Sánchez

**Director:**

Dr. Vicente Díaz López

**DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA**

Leganés, 20 de diciembre de 2016





Universidad  
Carlos III de Madrid  
www.uc3m.es

# TESIS DOCTORAL

## Modelo de frenado del neumático de un vehículo turismo en un frenómetro de rodillos

**Autor:**

Susana Sanz Sánchez

**Director:**

Dr. Vicente Díaz López

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente: Julio Fuentes Losa

Vocal: Cristina González Gaya

Secretario: José Luis Muñoz Sanz

Calificación:

Leganés, 20 de diciembre de 2016





---

# Agradecimientos

---

El periodo doctoral ha sido un camino largo y sinuoso, y a pesar de ello mucha gente me ha apoyado y ayudado a ser capaz de superarlo. Este apartado va dedicado a ellos, a todos los que de una u otra manera han conseguido que no tirara la toalla y sacara fuerzas de continuar y llegar a este punto.

He de agradecer a mi director de tesis por la confianza que puso en mí, ya hace 17 años. Me abrió un mundo para mi desconocido en aquel momento, la ingeniería mecánica y el sector de la ITV. A pesar de trabajar en diversos y multidisciplinares temas, el equipamiento de inspección técnica de vehículos fue el elegido para esta tesis doctoral. Ha sido un largo camino, pero para nada se ha acabado, me temo que seguiremos dando guerra en este y otros sectores. Vicente, con alti-bajos pero lo hemos conseguido. Muchas gracias por el esfuerzo.

Desde hace ya demasiado tiempo la tesis ocupaba el 95% de mi actividad, dejando de lado todo lo que me rodeaba. Paciencia se queda muy corto para definir lo que Ricardo ha tenido viviendo a mi lado, trabajando a mi lado y simplemente respirando a mi lado. Aunque nunca me has pedido nada a cambio, espero poder compensar todo lo que has hecho y sigues haciendo por mí. Mil gracias Ri.

Por supuesto la familia, les cuentas que es lo que te atormenta y sin tener ni idea de lo que les hablas te dan apoyo incondicional. Gracias Pili's en especial, siento haberos hecho sufrir durante tanto tiempo. Destaco aquí una frase de mi madre que me hizo gracia. *"Susi ni cuando estudiabas te veía tan estresada"*. Gracias por todo.

De la familia política, como cariñosamente me gusta llamarles, se puede decir lo mismo sin saber porque ni porque no, te apoyan y entienden que andes de mal humor o desconectada. El hecho de pensar que la gente se preocupa por ti es de agradecer y por eso estas líneas también para ellos. Gracias.

Los amigos, personas que de una u otra manera también lo viven cercano ya que en ocasiones dejas hasta de ser buena compañía. Recuerdo con cariño una frase de una gran amiga *“Yo de esto no tengo ni idea pero si Susana ha dicho que esto es normal, lo que ella diga es lo correcto”*. Esto demuestra que los amigos a veces son como la familia, incondicionales. O tal vez algo descerebrados... Gracias por no salir corriendo y apoyarme en todo esto. A los amigos más recientes, los cuales no me han conocido sin tesis doctoral, espero que esa Susana os siga gustando igual o más si cabe.

También no hay que olvidarse de quien te ha ayudado a realizar ensayos, ya que son muchas horas de frío, calor, desesperanza, estrés y algún que otro susto. Gracias por supuesto a Ricardo, que además de piloto, pintor y ejecutor siempre ha estado dispuesto a aportar ideas. También al que amigablemente llamo “chispitas” Jonathan, gracias por todo y bienvenido a la mecánica. No me olvido de Samu y su calma, me gustaría ser capaz de absorberla de vez en cuando. A los técnicos de nave que de una u otra manera también ha aportado su granito a este trabajo.

Los compañeros de departamento, gracias por alegraros por el depósito, es gratificante que se acerquen y te den la enhorabuena sólo por el hecho de depositar, espero no defraudaros cuando profundicéis en el documento. A los compañeros más cercanos siempre les he agradecido su apoyo ya que me han enseñado desde cómo utilizar un sistema de adquisición de datos a cómo referenciar un texto o simplemente me han escuchado en un momento de tensión. Aquí mi agradecidamente a todos los que habéis tenido paciencia conmigo y habéis aportado en esta tesis. Muchas gracias.

No quiero acabar sin dedicar unas palabras a “los jóvenes” muchas gracias por escucharme, comprenderme y dejarme desahogarme en alguna que otra ocasión. Todavía no sé qué se siente cuando acabas con la tesis pero el hecho de depositarla da

mucho gustito, así os animo a que continuéis y sabéis donde localizarme si necesitáis algo. Ánimo.

Por último le dedico esta tesis, fruto del esfuerzo a aquellas personas que no la han podido compartir conmigo en persona. La vida es caprichosa pero estéis donde estéis os siento cerca y espero os sintáis orgullosos de mí y del trabajo realizado.

Con cariño

Susana



---

# Resumen

---

En la circulación por carretera el sistema de frenos juega un papel muy importante, siendo uno de los elementos relevantes para la mejora de la seguridad vial. Además de ser necesario un sistema de frenos eficaz, también lo es el tener un contacto del neumático con la calzada adecuado. De no cumplirse ambas condiciones la seguridad vial podría verse comprometida. Multitud de autores a lo largo del tiempo han estudiado el contacto entre un neumático y la calzada.

Para garantizar que el sistema de frenos es adecuado y para no poner en riesgo a los usuarios de la vía, éste es inspeccionado periódicamente en las estaciones ITV. Para ello se emplea equipamiento adaptado a las exigencias del Manual de procedimiento emitido por el Ministerio de Industria y Turismo. Las pruebas para evaluar el sistema de frenos se realizan en un frenómetro. Dicho equipo es un banco de rodillos cuyos diámetros son inferiores al del neumático. Los rodillos son accionados por un motor eléctrico y debido a su superficie rugosa ponen en movimiento la rueda simulando la circulación por carretera.

Dado que las investigaciones existentes sobre el contacto neumático-calzada se realizan sobre un plano, resulta interesante realizar un modelo que tenga en cuenta un contacto cilíndrico sobre rodillos. Así mismo es de interés, para poder desarrollar los sistemas de ABS y ASR en el futuro, el conocer cómo se comporta el deslizamiento y la adherencia del neumático en el propio contacto.

Por otra parte, en la presente tesis se definen diferentes tipos de frenadas, y su posible reproducción en un frenómetro. Se plantea un modelo que, basándose en la

fuerza de frenada medida por el equipo, nos calcula el punto frontera entre el deslizamiento y la adherencia en dicho área de contacto.

El estudio experimental realizado en esta tesis doctoral mediante frenómetro permite conocer la influencia de la carga que soporta el neumático, la presión de inflado y la temperatura de la banda de rodadura, en la fuerza de frenado y en la adherencia en el contacto del neumático con el rodillo. Además con el empleo de una cámara de alta velocidad se ha podido determinar la trayectoria del centro de la rueda, así como la variación del radio dinámico de rodadura durante la frenada, aspectos muy novedosos en el ámbito científico de la investigación de vehículos.

---

# Abstract

---

In road traffic the brakes system play a very important role. It is one of the most relevant elements for the improvement of road safety. Besides of having an efficient braking system, it is also necessary to have a proper contact between the tire and the road. If both conditions were not satisfied, road safety could be jeopardized. Many authors through the time have studied the contact between the tire and the road.

In order to ensure that the braking system works properly and to avoid that any user of the public road is endangered, this system is inspected periodically at the ITV stations. For this purpose it is used an adapted equipment to satisfy the requirements of the Procedural Manual issued by the Ministry of Industry and Tourism. The test performed to evaluate the braking system is carried out in a twin roller chassis dynamometer. This equipment is a bank with rollers whose diameters are inferior to the one of the tires. The rollers are driven by an electric motor and due to their rough surface they drive the wheel simulating the road.

Because of the existing researches regarding the contact tire-road are performed in a flat surface, it is interesting to make a model that takes into consideration the fact that the contact is on rollers. It is also relevant, in order to develop in the future, ABS and ASR systems, to know how the sliding and the adherence behave over the contact tire-roller.

On the other hand, in this thesis are defined the different types of braking, and their possible reproduction in a twin roller chassis dynamometer. The model presented is based on the braking force measured by the equipment, calculating the boundary point between slide and adherence in the contact area.

The experimental study performed in this. Thesis using a twin roller chassis dynamometer allows to know the influence of the load applied on the tire, the inflation pressure and the temperature of the tread area, over the braking force and the adherence of the tire with the roller. In addition, with the use of a high speed camera, it has been possible to determine the trajectory of the center of the wheel, as well as the variation of the dynamic radius of rolling during braking, both of them very innovative aspects in the scientific field of the vehicles research.



# CAPITULO 1

---

## 1. Introducción

El sector del automóvil tuvo su gran desarrollo en la segunda mitad del siglo XX y muy especialmente en las últimas décadas, siendo en la actualidad uno de los grandes problemas de la sociedad, tanto en su regulación de la circulación, el control del crecimiento del parque de vehículos, el número de accidentes así como sus consecuencias sociales y el impacto sobre el medio ambiente.

La seguridad vial y la movilidad son cuestiones sociales de primer orden por su incidencia sobre la salud de los ciudadanos y sobre su calidad de vida: 1.680 personas perdieron la vida en accidentes de tráfico ocurridos en las vías públicas de nuestro país durante el año 2013. Esta cifra ha sido minorada en el 2015 aunque con pocas vidas de diferencia. Pero más allá de las consecuencias sobre la mortalidad, las lesiones por tráfico impactan en la calidad de vida de los individuos y modifican sus relaciones sociales, laborales y familiares, como consecuencia de las lesiones graves no mortales.

Según los datos de la Encuesta Nacional de Discapacidad, Autonomía Personal y Situaciones de Dependencia, en España hay más de 78.691 personas con discapacidad causada por accidentes de tráfico.

La Organización Mundial de la Salud en su Informe Mundial propuso una serie de medidas que consideraba necesarias para el logro de una rápida e importante reducción de las lesiones causadas por el tráfico. La Dirección General de Tráfico, con el fin de asegurar que se genere el conocimiento y la evidencia científica necesarios para el logro del objetivo propuesto por la OMS, decidió elaborar un Plan de Investigación de revisión anual y un Programa de Promoción de la Investigación y la Innovación en Materia de Seguridad Vial y Movilidad. Este Plan de Investigación, [1], toma como marco de referencia dos herramientas de la Administración General del Estado: la Estrategia de Intervención y Políticas Viales para 2012-2016 y el Plan Estatal de Investigación Científica, Técnica y de Innovación 2013-2016. La Unidad de Coordinación de la Investigación es el departamento a través del cual la DGT está ejerciendo el impulso de la investigación en materia de seguridad vial y movilidad, factores influyentes e impacto de medidas específicas, incluyendo la coordinación con instituciones de carácter científico y técnico y otras administraciones. Su objetivo es la promoción, participación, gestión y coordinación de estudios de carácter científico y/o técnico en materia de seguridad vial y movilidad, así como la difusión de sus resultados con el fin de generar conocimiento y evidencia científica que sirvan de apoyo a las políticas públicas y programas de intervención en esta materia.

El transporte, tanto de personas como de mercancías, es uno de los pilares de la economía actual, haciéndose necesario un entorno reglamentado para disminuir las consecuencias no deseadas del transporte por carretera: la siniestralidad, el deterioro medioambiental y las ineficiencias por congestión. Como consecuencia, el automóvil es el producto con más normativa aplicable en la Unión Europea. La normativa cubre cuatro fases de la vida del vehículo: el diseño, la fabricación, la vida útil y su retirada de la circulación. La normativa de homologación define las características que debe tener el diseño de un vehículo para ser aceptado. Mediante programas de conformidad de la producción, el fabricante debe demostrar ante las autoridades que concedieron la homologación que los vehículos fabricados

corresponden a los que en su momento se homologaron. Una vez el vehículo está en circulación, es necesario asegurar que, a pesar de la degradación producida por el tiempo y por su utilización, los automóviles continúan manteniendo unas características técnicas adecuadas que permitan un uso seguro. La inspección técnica de vehículos es el método más habitual por el que los diferentes países aseguran que los vehículos que circulan por sus carreteras cumplen unos estándares adecuados de conservación.

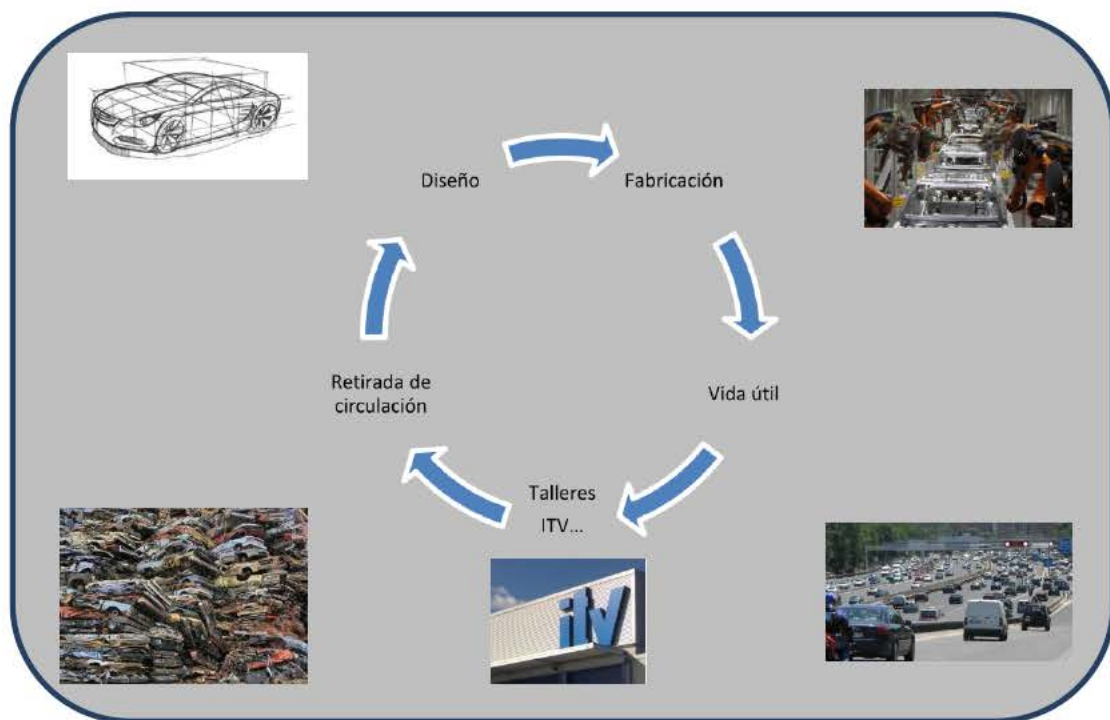


Figura 1-1: Etapas en la vida útil de un vehículo

Está demostrado que los fallos técnicos de los vehículos contribuyen de forma decisiva a los accidentes. Según el estudio “Contribución de la inspección técnica de vehículos a la seguridad vial 2012” [2] realizado por el ISVA (Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles) de la Universidad Carlos III, el 6% del total de accidentes de automóvil de la Unión Europea se deben a fallos técnicos, lo que representa anualmente 2.000 víctimas mortales y un número muy superior de heridos. En este

estudio se indica que, para el caso de España, en los cuatro primeros meses de este año 2012, el 6% de los vehículos en los que se desplazaban las víctimas mortales tenían la ITV caducada, porcentaje que se eleva al 7% cuando hablamos de los vehículos implicados en accidentes mortales.

Puede afirmarse por tanto que la inspección técnica de vehículos (ITV) contribuye a la Seguridad Vial, garantizando que los automóviles continúan manteniendo unas características técnicas adecuadas que permitan un uso seguro y medioambientalmente poco agresivo.

En España, el Reglamento General de Vehículos (RGV) [3] aprobado en el R.D 2822/1998, en su artículo 10, “Inspecciones Técnicas de Vehículos” establece que los vehículos matriculados o puestos en circulación deberán someterse a inspección técnica, que tras comprobar la identificación del vehículo, versará sobre las condiciones del mismo relativas a seguridad vial, protección del medio ambiente, inscripciones reglamentarias, reformas y, en su caso, vigencia de los certificados para el transporte de mercancías peligrosas y perecederas”.

La preocupación de las administraciones públicas por unificar criterios en las inspecciones técnicas realizadas a los vehículos, en cuanto a la valoración de los defectos que puedan tener los mismos, nació en el año 1985 durante el que se establecieron directrices sobre:

- Los vehículos de Transporte Público.
- Las especificaciones técnicas de los aparatos de control y medida de las estaciones de ITV.
- Normas orientativas de inspección en las estaciones.
- Normas mínimas de inspección en las estaciones.
- Tiempos de inspección.

Posteriormente, vieron la luz documentos más completos que recogían los aspectos anteriores si bien, desde el año 2001, el Ministerio de Industria, Comercio y Turismo,

edita un manual de procedimiento de inspecciones para cuya redacción se ha aprovechado la experiencia acumulada desde la publicación de las anteriores versiones y, se ha aplicado lo dispuesto en la directiva 96/96/CE así como, la Recomendación nº10 del CITA (Internacional Motor Vehicle Inspección Comité).

Por otro lado, el objetivo perseguido en el “Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV” es el establecimiento de unas normas de actuación durante el proceso de la inspección, con el fin de unificar al máximo posible los criterios y el procedimiento a seguir en las diferentes estaciones ITV. Por tanto las bases de este manual son:

- Criterios de inspección unificados.
- Identificación de la normativa aplicable.
- Método de inspección para cada sistema.
- Inventario de los incumplimientos de la
- Reglamentación.
- Valoración de la trascendencia.
- Contraste con CITA.

A la utilidad de aplicar criterios unificados antes mencionados, debe añadirse la necesidad de identificar toda la normativa aplicable en cada caso, jerarquizarla, establecer un método de inspección específico para cada sistema del vehículo, inventariar los incumplimientos de la reglamentación que pueden presentarse en los vehículos y valorar su trascendencia. Con todas estas premisas y con el contraste entre la interpretación de defectos que se hace en el Manual y los criterios que figuran en las recomendaciones del CITA, se obtuvo una herramienta solvente que permitió a las estaciones ITV y CC.AA. españolas, ganar en confianza respecto a su trabajo y responsabilidad, añadiendo a todo esto la constante preocupación por la máxima calidad en la realización de las inspecciones. Así, la mayor parte de los centros de inspección técnica en España tienen implantado un Sistema de Calidad,

estando acreditados por el organismo nacional de acreditación (ENAC) que asegura la adecuación a los estándares de calidad del sistema de inspección implantado por la empresa a los requisitos de la Norma UNE EN ISO/IEC 17020:2012 “Evaluación de la conformidad. Requisitos para el funcionamiento de diferentes tipos de organismos que realizan la inspección” [4].

Algunos sistemas del vehículo, como la dirección, frenos o suspensión, afectan de manera crítica a su seguridad. Es por esto que resulta de gran importancia el diseño de estos sistemas, con el fin de mantenerlos en óptimas condiciones. En este ámbito resulta tan importante un diseño adecuado como un correcto mantenimiento de los distintos dispositivos de seguridad que incorpora un automóvil, siendo para ello imprescindible un sistema de inspección técnica de vehículos que garantice las condiciones de seguridad mínimas exigibles al parque automovilístico [5-6]. En la actualidad, uno de los puntos revisados en las Inspección Técnica de Vehículos (ITV) es el estado del sistema de frenos del automóvil [5-8].

La Inspección Técnica de Vehículos (ITV) es percibida por el ciudadano como un medio que contribuye a mantener la seguridad de su vehículo, y en consecuencia goza de una implícita aceptación social. Existen estudios, [2] y [6], que manifiesten científica y objetivamente que contribución aporta la ITV a la Seguridad Vial.

La inspección técnica consta de dos inspecciones diferenciadas; la visual y la mecánica. La inspección visual, realizada por el técnico, engloba un amplio número de puntos revisados, dichos puntos se ven complementados por la inspección mecánica, haciendo una revisión exhaustiva del vehículo.

Según [7] el 33 por ciento de los rechazos de automóviles en las inspecciones técnicas se producen por defectos básicos de seguridad relacionados con los frenos, neumáticos o suspensiones, según un estudio elaborado por el Real Automóvil Club de España [8] y la empresa concesionaria de ITV en España, Atisae. De una muestra de 153.000 vehículos, cerca de 30.000 automóviles fueron rechazados, lo que

representa un 19 por ciento del total de vehículos analizados. El porcentaje de vehículos que no pasan la ITV en la primera inspección es el 15 por ciento, mientras que en la revisión de los diez años, el porcentaje se sitúa en el 24 por ciento. Los principales defectos graves que dan lugar a rechazos en las ITV son los sistemas de emisiones y de escape, con un 24 por ciento, los defectos en el sistema de alumbrado, con un 23 por ciento, en los ejes, ruedas, neumáticos y suspensiones (22 por ciento) y las deficiencias en los frenos, representa un 11 por ciento. Dentro de este porcentaje un tercio de los rechazos es imputable a los vehículos turismo, quedando el resto a vehículos industriales, Figura 1-2. Otros estudios presentan resultados similares y deducen que, de media, a cada vehículo rechazado se le detectan 1,59 defectos que impiden su circulación debido a incumplimientos relacionados con la seguridad o con el medio ambiente.

#### DEFECTOS GRAVES

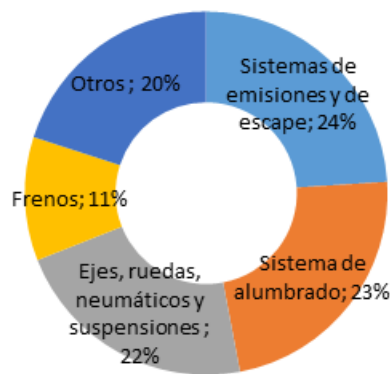


Figura 1-2: Defectos graves según sistema inspeccionado

Debido a que los vehículos turismo están involucrados en un mayor porcentaje de accidentes con víctimas, en España se ha analizado el estado de los mismos implicados en dichos accidentes. Se observa en un estudio realizado, [9], que el porcentaje debido al deterioro del sistema de frenos disminuye al paso de los años

pero de forma muy discreta. En el estudio se ve que los accidentes de tráfico también son achacables a otros defectos detectados en ITV y a la antigüedad de los vehículos.

Hay que mencionar aquí que la prueba de frenos, junto con la de detección de holguras, es de las más agresivas al vehículo. No obstante no existen razones que permitan suponer que algún sistema del vehículo se deteriora por este motivo. Pero sí es razonable deducir que, al ser un ensayo cuasi dinámico, existen multitud de variables físicas que intervienen en el proceso, siendo compleja la cuantificación de esfuerzos de frenado. Las pruebas sobre banco de rodillos deben garantizar las condiciones mínimas de seguridad que marca la Directiva 2014/45/CE del Parlamento Europeo y del consejo de 3 de abril de 2014 relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques,[10].

Además de las pruebas dinámicas exigibles para la homologación del sistema de frenos de un vehículo automóvil, en el caso de evaluación del mismo cuando el vehículo está puesto en circulación, existen tres tipos de dispositivos para evaluar el sistema de frenos de un vehículo, el frenómetro de placas, el banco de rodillos y el decelerómetro. En la presente tesis se estudia el banco de rodillos, dado que es el más utilizado para la inspección técnica de vehículos. A diferencia del banco de placas, el decelerómetro sí se utiliza en ITV para vehículos agrícolas y, en su caso, para vehículos que no puedan ser introducidos en un banco de rodillos.

## **1.1 Frenómetro de rodillos**

La norma UNE 82502:2007, [11], sobre Instrumentos destinados a medir las fuerzas de frenada de vehículos a motor: Frenómetros de rodillo, define este dispositivo como:



“Instrumento de medida y/o ensayo utilizado para evaluar y medir la fuerza longitudinal de frenada en la rueda o ruedas del mismo eje”

Un frenómetro es capaz de medir los esfuerzos de frenado de cada rueda y de un mismo eje a lo largo de un tiempo determinado, el tiempo desde el comienzo de la frenada hasta la finalización de la misma. El sistema se compone de una bancada de rodillos y un ordenador de control que muestra de resultados. En la Figura 1-3 se observa un frenómetro de rodillos: la bancada y el ordenador.



Figura 1-3: Frenómetro de rodillos

La mayor ventaja de este dispositivo es que permite realizar la prueba de frenado en un espacio reducido y en un corto periodo de tiempo. Este tipo de bancadas son utilizadas en talleres y estaciones de inspección técnica de vehículos. Para verificar el correcto funcionamiento del sistema de frenos, en estas inspecciones se comprueba la eficacia de los frenos, la ovalidad y el desequilibrio, valores cuantificables obtenidos mediante este dispositivo.

En contraposición, el frenómetro de rodillos no está diseñado para tener en cuenta la influencia de la transferencia de carga al eje delantero que se produce durante la frenada en condiciones de circulación. Como el test de frenado es estático, tampoco

se pueden verificar elementos del sistema de frenos como las válvulas controladoras de presión y las válvulas de reparto de frenada que intervienen en una frenada real con transferencia de carga hacia el eje delantero, ni tener en cuenta los efectos aerodinámicos. Además, no puede verificar el sistema antibloqueo (ABS) del que disponen la mayoría de los coches actuales, debido a que el sistema opera midiendo la rotación de las cuatro ruedas del coche simultáneamente o bien porque la velocidad de la prueba es demasiado baja.

Los elementos principales que constituyen la bancada son:

1. cuatro rodillos de arrastre (1,2 en la Figura 1-4)
2. dos rodillos palpadores (3 en la Figura 1-4)
3. dos motores y galgas extensométricas (5 en la Figura 1-4)
4. cadenas de transmisión que unen el par de rodillos de arrastre (4 en la Figura 1-4)

En la Figura 1-4 se muestran los elementos de los que se compone un frenómetro.

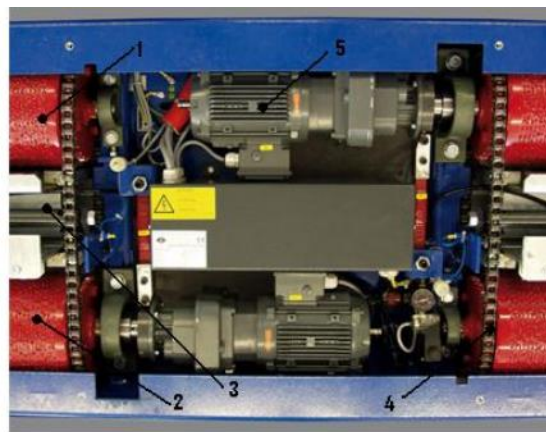


Figura 1-4: Elementos del frenómetro

En el frenómetro se colocan las dos ruedas de un mismo eje sobre cada uno de los pares de rodillos. Al situarse las ruedas del vehículo sobre los rodillos, éstas presionan

cada uno de los rodillos palpadores, situados inicialmente en una posición más elevada, cerrando el circuito eléctrico que comanda a los contactores de arranque del motor. Al cabo de unos segundos el motor se pone en marcha, arrastrando por medio de unas cadenas de transmisión, los rodillos que a su vez, por fricción, hacen girar las ruedas de manera independiente. La rueda al girar imprime movimiento al rodillo palpador que, por medio de un contador de impulsos y un software específico, controla que el deslizamiento entre los rodillos y las ruedas se sitúe entre el 10% y el 28% para garantizar la eficacia de la prueba. O sea el contacto neumático rodillos simula el contacto de éste con la calzada, mientras que el contacto con el rodillo palpador sirve para averiguar la velocidad del periférica del neumático. El software calcula la diferencia entre ésta y la que poseen los rodillos del frenómetro, determinando así el deslizamiento existente entre el neumático y los rodillos. Como se verá más adelante, la existencia de este deslizamiento es lo que permite al neumático rodar sobre el pavimento.

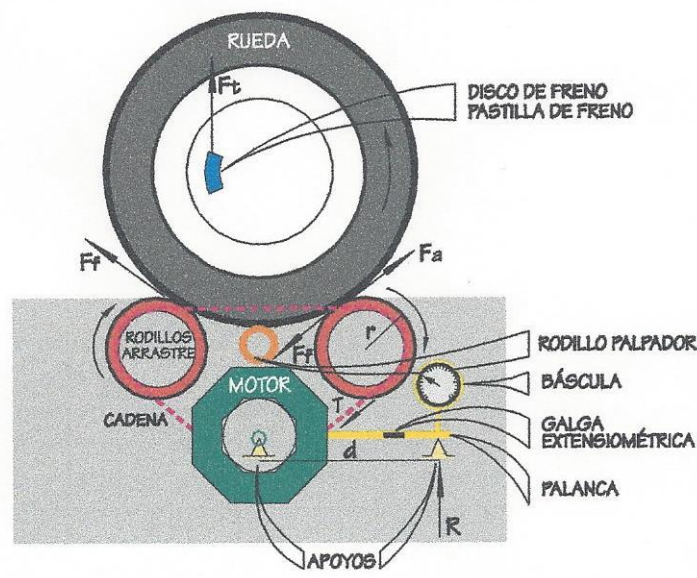


Figura 1-5: Esquema de los componentes esenciales de un frenómetro y su funcionamiento

Una vez en marcha, el conductor procede a frenar progresivamente accionando el pedal del freno y, poco a poco, la rueda va ofreciendo más resistencia al giro y, como consecuencia, el par en el motor eléctrico del frenómetro va aumentando. A medida que crece la fuerza de frenada ( $F_f$ ), va aumentando la fuerza de arrastre ( $F_a$ ), hasta que la fuerza longitudinal de frenada llega al límite de adherencia, en cuyo momento la rueda resbala sobre los rodillos. El rodillo palpador detecta la disminución de velocidad, envía una señal para que se detenga el motor eléctrico que acciona los rodillos de arrastre.

El motor tiende a cabecear sobre el eje sin más sujeción que el de la palanca, cuyo extremo está anclado al bastidor. Por tanto, cuando el motor cabecea, arrastra a la carcasa con el mismo par. Según muestra la Figura 1-5, el extremo de la palanca se encuentra sujeto rígidamente a un dispositivo de medida de fuerza, que registra la fuerza necesaria para evitar que la carcasa del motor gire, siendo proporcional a la resistencia longitudinal de arrastre de los rodillos o, lo que es igual, a la fuerza longitudinal de frenada en cada instante. Se establece la relación:

$$F_a \cdot D = F_r \cdot c$$

$$F_f = F_a = F_r \cdot \frac{c}{D}$$

siendo:

$F_a$ : Fuerza de arrastre del rodillo

$F_f$ : Fuerza longitudinal de frenada de la rueda

$F_r$ : Fuerza de reacción que se produce en el brazo de palanca

D: Diámetro del rodillo de arrastre

c: Distancia entre el eje del motor y el punto donde se mide la fuerza

Por tanto, la fuerza longitudinal de frenada es proporcional a la fuerza de la palanca, cuya constante de proporcionalidad es (K).

$$K = \frac{c}{D}$$

Esto permite determinar la fuerza longitudinal de frenada equivalente a la correspondiente reacción.

En la actualidad se utilizan transductores de fuerza que miden la deformación producida en la palanca por la reacción. Puesto que las deformaciones son proporcionales a los esfuerzos que las producen, en función de la deformación se determina el valor de la fuerza con la ayuda del sistema electrónico del frenómetro. Los valores medidos pueden visualizarse en la consola del frenómetro o registrarse.

Los rodillos de arrastre tienen una determinada rugosidad superficial para garantizar la adherencia entre el neumático y el propio rodillo con el fin de hacer girar la rueda que descansa sobre ellos. Los rodillos de arrastre para cada rueda son puestos en funcionamiento a través de un motor. El motor acciona uno de los dos rodillos y mediante una cadena se acciona el segundo rodillo de arrastre. De este modo tenemos un movimiento solidario entre la rueda, los rodillos de arrastre y el rodillo palpador. El rodillo palpador es accionado por el movimiento de la rueda, se trata de un rodillo con resistencia al movimiento casi nula, por lo que sí existe contacto con el neumático, el rodillo palpador estará en movimiento.

Los rodillos deben tener, por normativa, un diámetro mínimo de 150 mm. Dicha normativa indica también la disposición de los rodillos, exigiendo que la distancia entre generatrices próximas de los rodillos esté entre 160 y 315 mm.

Como en todo equipo de medida existen errores en la misma. Para determinar la incertidumbre de un frenómetro se emplea la expresión:

$$U = k \cdot u(C_i) = k \cdot \sqrt{u_{0F}^2 + u_{rep}^2 + u_{res}^2 + u_{montaje}^2 + u_{flexión}^2 + u_{acoplamiento}^2 + u_{rodillo}^2}$$

**Balance de las componentes de la Incertidumbre combinada**

Magnitud de entrada $X_i$	Incertidumbre típica $u(x_i)$	Distribución de probabilidad	Coficiente de sensibilidad $c_i$	Contribución a la incertidumbre $u_i(y)$
$F_{0j}$	$u_{0F}$	Normal	1	$u_{0F}^2 = \left(\frac{2dg}{\Phi}\right)^2 \cdot u_m^2 + \left(\frac{2mg}{\Phi}\right)^2 \cdot u_d^2 + \left(\frac{2md}{\Phi}\right)^2 \cdot u_g^2 + \left(\frac{-2mgd}{\Phi^2}\right)^2 \cdot u_{\Phi}^2$
$F_j$	$u_{rep}$	Normal	1	$u_{rep} = \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_1^{n_c} (F_{ij} - \bar{F}_j)^2}$
$\delta_{res}$	$u_{res}$	Rectangular	1	$\sqrt{2} \cdot \frac{res}{2\sqrt{3}}$
$\delta_{montaje}$	$u_{montaje}$	Rectangular	1	$u_{montaje} = \frac{2x0,17}{\phi\sqrt{3}}$
$\delta_{rodillo}$	$u_{rodillo}$	Rectangular	1	$u_{rodillo} = \frac{0,001F_{cal}}{0,75 \cdot \sqrt{3}}$
$\delta_{flexión}$	$u_{flexión}$	Rectangular	1	$u_{flexión} = 3$
$\delta_{acoplamiento}$	$u_{acoplamiento}$	Rectangular	1	$u_{acoplamiento} = \frac{24}{2\sqrt{3}} \approx 7 \text{ N}$
Incertidumbre combinada (u)				$u = \sqrt{\sum u_i^2(y)}$
Incertidumbre expandida (U)				$U = k \cdot u$

Tabla 1-1: Balance de componentes de incertidumbre

Existen tres tipos de frenómetros, según el tipo de vehículos que pueden ser inspeccionados, cuyos diámetros de los rodillos de arrastre son los especificados en la Tabla 1-2:

TIPO	DIAMETRO (mm)*	INCERTIDUMBRE (N)**
Frenómetro de motocicletas	200-210	25
Frenómetros de turismos	200-210	35
Frenómetros de universales	250-280	300

Tabla 1-2: Diámetros según tipo de frenómetro

\*El diámetro de los rodillos varía según el fabricante

\*\* Incertidumbres aproximadas por tipo de frenómetro

En la actualidad el fabricante de estos equipos especifica que los rodillos presentan una rugosidad que da lugar a un coeficiente de rozamiento de 0,9 en seco y 0,7 con neumático mojado.

La normativa establece que la velocidad tangencial de los rodillos durante la prueba de frenada debe ser constante, con una tolerancia de 0,7 km/h, y estar comprendida entre 2 y 6 km/h, incluida la tolerancia citada. Los dispositivos utilizados en la actualidad suelen realizar el ensayo con una velocidad tangencial entorno a los 5 km/h.

Los parámetros que se obtienen del frenómetro de rodillos y que pueden ser causa de rechazo del sistema de frenos según el Manual de Procedimiento de Inspección de las Estaciones ITV [4], son la eficacia de frenado, la ovalidad y el desequilibrio.

Se entiende por desequilibrio la diferencia de esfuerzos de frenado entre las ruedas de un mismo eje. La medida del desequilibrio se efectuará, por consiguiente, por cada eje y se hallará como porcentaje de la rueda que frena menos respecto a la que frena más. Se tomarán para cada rueda como esfuerzo de frenado el valor máximo que indique el frenómetro.

Sean  $F_d$  y  $F_i$  los valores máximos de las fuerzas de frenado de las ruedas derecha e izquierda de un eje, siendo  $F_d$  la mayor de ambas en un momento dado. El desequilibrio  $D$ , en dicho momento, vendrá expresado por:

$$D(\%) = \frac{F_d - F_i}{F_d} \cdot 100$$

Se considera el desequilibrio máximo registrado en el momento de la máxima frenada. Sólo se medirá el desequilibrio en el caso de que la mayor de ambas fuerzas,  $F_d$  o  $F_i$ , sea igual o superior a 600 N en vehículos ligeros o 2.400 N en vehículos pesados.

La aparición de un desequilibrio grave en ruedas del mismo eje y falta grave de eficacia son ambos un factor de riesgo muy importante para el vehículo. El sistema de frenado es el que más influye en la seguridad activa ya que permite detener el vehículo lo antes posible. El desequilibrio en el sistema de frenado se produce cuando en un mismo eje, al ejercer presión sobre el pedal de freno, la fuerza generada en cada rueda es diferente, pudiendo provocar un cambio de dirección de vehículo con alta peligrosidad, la cual se agrava si éste arrastra además un remolque o semi-remolque.

De igual forma se define la fluctuación de las fuerzas de frenado ( $d$ ) en un tambor o disco de freno, siendo en este caso  $F_{m\acute{a}x}$  y  $F_{m\acute{i}n}$  las fuerzas de frenado máxima y mínima registradas en una rueda, manteniendo una fuerza constante sobre el pedal de mando, pero suficiente para apreciar dicha deformación:

$$d(\%) = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{F_{m\acute{a}x}} \cdot 100$$



Al igual que el desequilibrio, la fluctuación de las fuerzas de frenado produce sobre el vehículo un par de fuerzas que tiende a desestabilizar el vehículo, desviándolo de su trayectoria.

Se entiende por eficacia ( $E$ ) la relación de las fuerzas de frenado respecto a la masa máxima autorizada (M.M.A.) o, si se trata de semirremolques, a la suma de las cargas por eje autorizadas. Se deducirá por la fórmula:

$$E(\%) = \frac{F}{(MMA) \cdot g} \cdot 100$$

siendo:

$E$ : Valor de la eficacia en %.

$F$ : Suma de todas fuerzas de frenado en Newton (suma de las lecturas del frenómetro para todas las ruedas en Newton)

$M.M.A.$ : Masa Máxima Autorizada del vehículo en kg (si se trata de semirremolques, suma de las masas máximas autorizadas por eje en kg)

$g$ : aceleración de la gravedad (aproximada a  $9,8 \text{ m/s}^2$ )

En el caso de vehículos de  $MMA \leq 3.500 \text{ kg}$ , se referenciará la eficacia al valor de la masa del vehículo en orden de marcha. Este dato de eficacia vendrá dado en tanto por ciento y es un valor indicativo del estado y actuación global del sistema de frenos del vehículo. Como norma general los vehículos con  $MMA > 3.500 \text{ kg}$  se inspeccionarán en un estado de carga tal que permita alcanzar los valores de eficacia mínimos definidos en el método.

Cuando un vehículo presenta el defecto de falta de eficacia de frenado implica que éste verá aumentada la distancia necesaria para poder ser detenido, los valores obtenidos representan la capacidad de frenado del vehículo respecto a la masa que puede transportar.

Un defecto íntimamente relacionado con la eficacia de frenado es el desgaste irregular y/o excesivo de la banda de rodadura. Cualquier anomalía en la banda de rodadura afecta directamente a la adherencia del neumático sobre el pavimento, este defecto puede incluso provocar que la dirección del vehículo no responda a las instrucciones del conductor. Cuando la banda de rodadura del neumático es incapaz de dar una buena adherencia por un desgaste irregular y/o excesivo, se está poniendo en peligro la maniobrabilidad provocando la ineficacia de dichos sistemas.

## **1.2 Aspectos tribológicos del contacto neumático rodillo.**

Para garantizar una superficie lo suficientemente rugosa para que el frenómetro haga su función correctamente, se utiliza diferentes materiales. Se pueden encontrar rodillos recubiertos de soldadura o de corindón. El proceso de recubrimiento más utilizado es el de galvanizado en caliente y revestimiento de plástico y corindón. Este tratamiento permite la obtención de rodillos resistentes y de larga duración, además de proporcionar el acabado adecuado para un buen cuidado de los neumáticos.

DIFERENTES MATERIALES PARA GARANTIZAR ADHERENCIA	
CORINDÓN	
SOLDADURA CON GAS	
SOLDADURA SIN GAS	

Figura 1-6: Diferentes materiales de rodillos en frenómetros

El óxido de aluminio, o comúnmente conocido como corindón, es el material más utilizado para el recubrimiento de rodillos de frenómetros. Para el recubrimiento de este tipo de rodillos se utiliza corindón en grano mezclado con material adhesivo. El grano de corindón se obtiene de la trituración y cribado de bloques de bauxita sometidos a temperaturas de alrededor de los 2.100 °C en presencia de un reductor y fundente. Para la correcta adherencia de la mezcla al rodillo se utiliza la técnica de proyección a presión y se finaliza con aplicación de una laca protectora.

La gran ventaja del corindón es que al trabajar con material en grano se dispone del control de calidad inspeccionando la granulometría, forma del grano, composición y resistencia.

Respecto al contacto de un neumático con una superficie dura es necesario considerar algunos fundamentos de tribología, con el fin de establecer los mecanismos de fricción.

Es necesario partir de una idea fundamental: la fricción, en ausencia o no de deslizamiento, hace posible la transmisión de fuerzas del neumático al pavimento. Se debe entender la fricción como un fenómeno relacionado con el movimiento relativo entre dos cuerpos, más concretamente como la fuerza resistente que se opone al movimiento relativo entre ellos. La fuerza de fricción es igual a la fuerza existente en dirección normal a la superficie de contacto, multiplicada por una cierta constante de proporcionalidad denominada coeficiente de fricción. La presión en el área de contacto existente entre las superficies es un parámetro fundamental del fenómeno. Además, el coeficiente de fricción estático, es decir, cuando no hay velocidad relativa entre ellas es mayor que el coeficiente dinámico de fricción.

En el tipo de contacto que se ha descrito se pueden identificar tres fenómenos fundamentales que generan la fricción: adhesión, deformación y desgaste/erosión. Pudiendo expresar la fuerza de fricción total como:

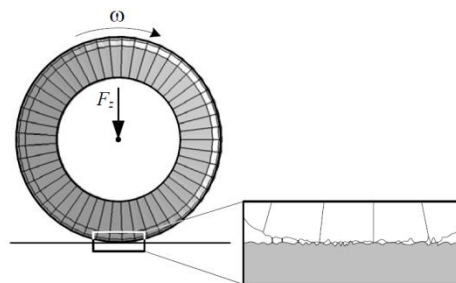


Figura 1-7: Fricción neumático-carretera

$$F_{total} = F_{adhesiva} + F_{deformación} + F_{desgaste}$$

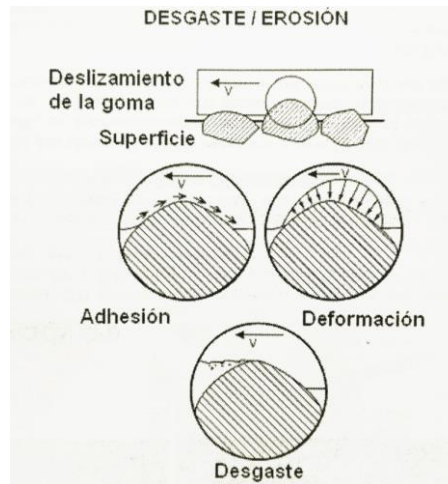


Figura 1-8: Fenómenos de fricción en goma. Adhesión, deformación y desgaste

La adhesión, fenómeno que se produce cuando un cuerpo queda adherido a otro, viene generada por pequeños enlaces moleculares que de forma temporal tienen lugar en la superficie de contacto, manteniendo unidos ambos cuerpos. Es de destacar que el área de contacto puede resultar ficticia, debido a que sólo habrá contacto en ciertas microcrestas que tienen en el área real de contacto donde se van a producir estos fenómenos de adhesión.

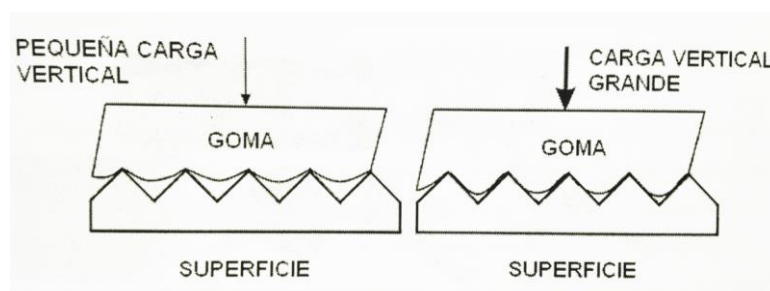


Figura 1-9: Variación del área de contacto con la carga vertical

Este fenómeno se ve muy influenciado por la carga vertical. Como se puede ver en la Figura 1-9, a mayor carga vertical se consigue un contacto directamente

proporcional, favoreciendo así la aparición del fenómeno de adhesión y produciendo así mayor fuerza de fricción.

En el contacto de un neumático con una superficie lisa se genera fuerza de fricción producida en su mayor parte por adhesión. Sin embargo, cuando el contacto se produce por una superficie rugosa, además del fenómeno de adhesión aparece otro debido a la deformación de ambas superficies. La deformación de la goma entorno a las irregularidades de la superficie rugosa genera componentes de fuerzas normales a los flancos de las crestas, dando lugar a presiones diferenciales. Esto supone un consumo energético adicional, necesario para mover un elemento respecto del otro.

Una superficie mojada puede inhibir la formación de fuerzas de adhesión, de tal manera que toma gran importancia la fricción generada por deformación.

Además de los fenómenos anteriores, en un contacto de neumático con una superficie rugosa, se producen esfuerzos de tracción debidos al desgaste y la erosión. Cuando las fuerzas de deformación y la velocidad de deslizamiento generan zonas donde se excede el límite elástico de la goma se produce este fenómeno. Este fenómeno se ve acentuado cuando las irregularidades de la superficie son más angulosas.

Para este caso, los esfuerzos superan el límite elástico o incluso el plástico, dando lugar a pérdida de material. Ésta pérdida de material absorbe energía, resultando así una componente a añadir a la fuerza de fricción.

Cuando además en el contacto entre dos superficies aparece la presencia de un fluido, se debe tener especial cuidado en su estudio para cuantificar la variación de la resistencia al deslizamiento. La disminución importante en el valor de la resistencia al deslizamiento después de una ligera lluvia puede atribuirse a la resistencia de una película delgada de líquido que se adhiere al perfil de la superficie dura.

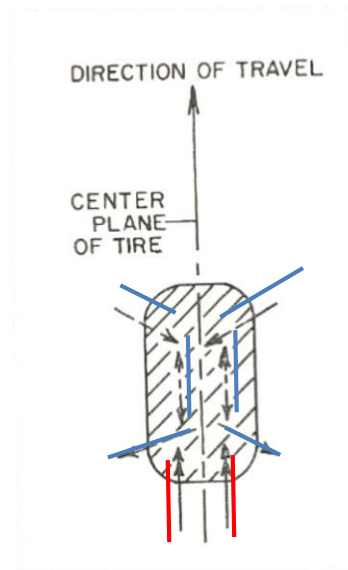


Figura 1-10: Área de contacto en frenado

Un neumático que rueda muestra zonas de microdeslizamiento (Figura 1-10, azul) y de deslizamiento conjunto (Figura 1-10, rojo) en la parte posterior del contacto, como puede observarse en la Figura 1-11. El microdeslizamiento se debe al movimiento de serpenteo del caucho de la banda de rodadura al adaptarse rápidamente a la zona de contacto, siendo su orden de magnitud, milésimas, suficientemente pequeño para permitir suponer que no hay movimiento relativo entre la banda y la superficie en la zona delantera de contacto.

La velocidad de deslizamiento en la parte posterior de la zona de contacto puede ser, sin embargo, una fracción importante de la velocidad de rodadura hacia adelante y aumenta de manera no lineal hacia el punto situado más hacia atrás de la zona de contacto, tal como se muestra en la Figura 1-11.

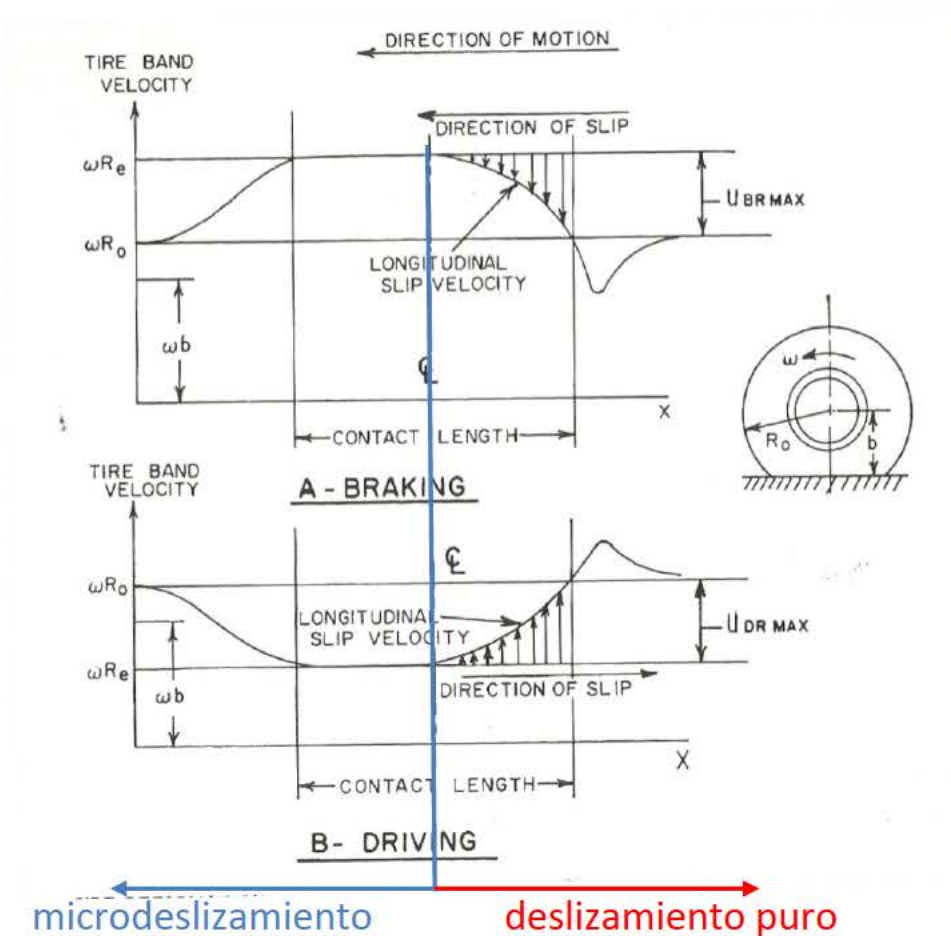


Figura 1-11: Variación de deslizamiento detrás de la huella de contacto para neumáticos (frenado A y tracción B)

En el instante de deslizamiento conjunto el líquido que hay sobre la superficie pasa por encima de las crestas existentes, eliminando el contacto entre el neumático y la superficie. A pesar de esta situación los neumáticos siguen rodando en superficies ligeramente húmedas, esto es debido que a pesar de que la película fina de agua impida el contacto si tenemos una microrugosidad adecuada en las crestas se seguirá teniendo efectividad de arrastre, estableciendo adherencia entre la banda de rodadura del neumático y la superficie dura.

En condiciones húmedas, como consecuencia de la acción deslizante de la banda de rodadura se produce una presión hidrodinámica en el borde de la entrada de las



asperezas de la superficie. El grado de sustentación vertical en las crestas de la superficie es muy pequeño pero es suficiente para destruir la eficacia de la microrugosidad, provocando deslizamiento.

Según nos indica Moore [12] se pueden estudiar dos tipos de superficies con diferentes comportamientos. Dependiendo del acabado de la superficie tendremos una superficie dura que nos permitirá diferentes velocidades máximas sin deslizamiento. Se puede afirmar según Moore o Kummer [13] que la longitud media del perfil de la rugosidad da una contribución al rozamiento con histéresis máxima para una velocidad de deslizamiento. La contribución de la adherencia al rozamiento se hará máxima proporcionando una textura suficientemente aguda.



Figura 1-12: Superficie estática idealizada

Con una superficie ideal como la de la Figura 1-12, se observan asperezas puntiagudas que proporcionan presiones localizadas suficientemente altas para eliminar la película arrastrada por la acción elastohidrodinámica. La longitud de onda para este tipo de perfil se selecciona para dar una contribución a la histéresis óptima, así como un buen drenaje para la velocidad máxima.

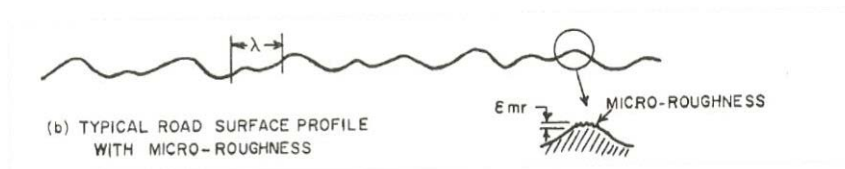


Figura 1-13: Perfil de una superficie con microasperezas

En la realidad, las superficies son más similares a la Figura 1-13. En este tipo de perfil, también se puede seleccionar la longitud media y el drenaje para favorecer las histéresis, pero a diferencia con la superficie ideal las crestas son redondeadas, por lo que es necesario escoger la microrugosidad de las mismas para favorecer la adherencia.

Si además observamos la presión hidrodinámica y su variación según el tipo de aspereza, Figura 1-14, se obtiene que cuando tenemos pendientes positivas en la aspereza crece la presión, en las pendientes negativas decrece más bruscamente y a lo largo de la cresta de la aspereza, la presión se mantiene aproximadamente constante.

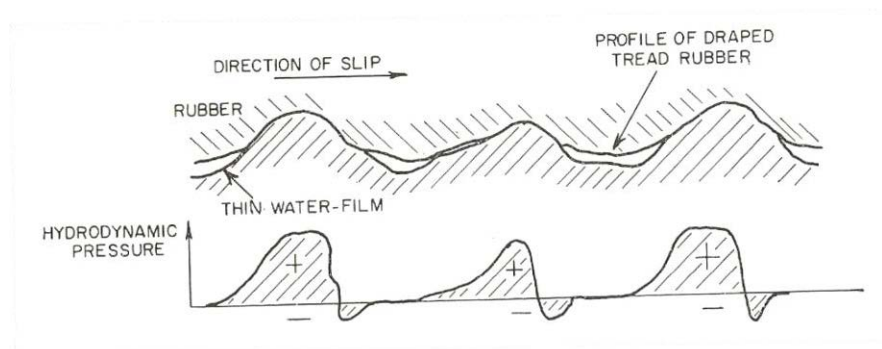


Figura 1-14: Generación de presiones hidrodinámicas en las asperezas en un piso mojado

El efecto de la macrotextura y la aspereza superficial del pavimento (microtextura) pueden ser evaluados mediante la realización de diferentes tipos de ensayos. Se determina en estos ensayos la resistencia que ofrecen los distintos tipos de pavimentos al deslizamiento de un neumático en determinadas condiciones. Estas medidas pueden realizarse a distintas velocidades, con diferentes estados del pavimento o modificando cualquier efecto que haga variar la resistencia al deslizamiento. Según la superficie se clasifican como indica la Tabla 1-3.



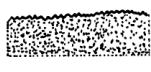

SUPERFICIE		SEGÚN ESCALA DE TEXTURA	
		MACROTEXTURA	MICROTEXTURA
<b>A</b>		RUGOSA	ASPERA
<b>B</b>		RUGOSA	PULIDA
<b>C</b>		LISA	ASPERA
<b>D</b>		LISA	PULIDA

Tabla 1-3: Clasificación de los pavimentos atendiendo a su macrotextura y microtextura superficial

Por lo tanto, una superficie rugosa y a su vez áspera es la más adecuada para carreteras en las que se desarrollan altas velocidades. La acción del tráfico, en especial el de vehículos pesados, tiende a modificar la textura del pavimento. En la Tabla 1-4 se recogen las recomendaciones francesas sobre las características que debe tener la macrotextura en los pavimentos.

PROFUNDIDAD DEL CIRCULO DE ARENA (mm)	EVALUACIÓN DEL PAVIMENTO
<0,2	Textura muy fina
0,2-0,4	Textura fina. Sólo en tramos donde raramente se superen los 80 km/h (urbano)
0,4-0-8	Textura media. Para tramos normales con velocidades moderadas. (80-120 km/h)
0,8-1,2	Textura gruesa. Para tramos con velocidades superiores a 120 km/h
>1,2	Textura muy gruesa. Para casos especiales con peligro de deslizamiento

Tabla 1-4: Recomendaciones francesas sobre macrotextura

La uniformidad del pavimento, es la principal propiedad y de ella dependerá el confort del usuario de la vía. Para que una carretera resulte confortable, la superficie del pavimento no deberá presentar ningún tipo de ondulación que produzca en el interior del habitáculo del vehículo en marcha, aceleraciones que afecten a los pasajeros. No obstante el confort no depende exclusivamente del estado del pavimento sino que existen multitud de factores que le afectan en gran medida, como puede ser el estado del vehículo, la velocidad, el estilo de conducción, etc... En general, el confort es evaluado según las aceleraciones experimentadas por los pasajeros.

En la norma de ensayo ASTM E 867-06 "Standard Terminology Relating to Vehicle-Pavement Systems" [14], se define el concepto de "Roughness" como: "desviación de una determinada superficie respecto a una superficie plana teórica, con dimensiones que afectan la dinámica del vehículo, la calidad de manejo, cargas dinámicas y el drenaje, por ejemplo, el perfil longitudinal, perfil transversal."

A la luz de esta definición, algunos autores prefieren utilizar el término Regularidad, puesto que este concepto se asocia más fácilmente a la definición de "Roughness", que el término Rugosidad. De esta manera, puede encontrarse bibliografía que trata indistintamente los conceptos de Regularidad y Rugosidad; sin embargo para efectos de la presente tesis se prefiere utilizar Regularidad, para referirse a las irregularidades en la superficie del pavimento que afectan adversamente a la calidad de la rodadura y seguridad de la circulación.

La falta de regularidad de un pavimento se puede definir como la diferencia existente entre la superficie teórica y la real del pavimento. El estudio de esta regularidad consiste en comprobar la separación entre estas dos superficies, real y teórica. Se trata de un estudio complejo y tridimensional, para su simplificación se estudia el perfil longitudinal y transversal. La falta de regularidad en el perfil longitudinal es

causa de cabeceos en los vehículos en movimiento, mientras que la falta de regularidad transversal origina el balanceo de los mismos.

Como se indica en la tesis doctoral de D. Daniel García-Pozuelo [15], para contribuir a la resistencia al deslizamiento y por tanto a la prevención de accidentes deben existir tanto la microtextura como la macrotextura. Cuando la longitud de onda de las irregularidades supera los 50 mm pasan a denominarse megatextura. Este tipo de textura no es deseable. En la Tabla 1-5 se reflejan las distinciones según la amplitud y longitud de onda de las diferentes texturas.

CLASE DE TEXTURA	LONGITUD DE ONDA, $\lambda$ (mm)	AMPLITUD, A (mm)
Microtextura	0-0,5	0,01-0,5
Macrotextura	0,5-50	0,01-20
Megatextura	50-500	0,1-50

Tabla 1-5: Características de la rugosidad superficial de los pavimentos

Para asegurar una buena adherencia neumático-pavimento se necesita siempre una cierta microtextura o aspereza de la superficie del firme. Pero, además, a velocidades altas y con pavimento mojado, debe tener una macrotextura suficientemente gruesa, para que se pueda evacuar rápidamente el agua.

Para caracterizar la resistencia al deslizamiento del firme se debe proceder de dos formas distintas:

- Midiendo directamente el coeficiente de fricción o rozamiento entre el neumático y el pavimento mojado a una determinada velocidad.
- Midiendo la macrotextura o capacidad de drenaje superficial, para estimar la reducción de la adherencia con el aumento de la velocidad.

El coeficiente de fricción a baja velocidad depende fundamentalmente de la microtextura, ya que una mayor aspereza produce un mayor número de puntos en contacto en seco, o contacto efectivo, entre el neumático y el pavimento. El coeficiente de fricción proporciona, por tanto, una estimación de la microtextura, que no puede medirse fácilmente de una forma directa.

Al aumentar la velocidad disminuye la fricción. En el caso de pavimento mojado o con suciedad, la disminución de fricción al aumentar la velocidades tanto mayor cuanto menor sea la capacidad de evacuación del agua que proporciona la macrotextura. Para evitar una gran disminución de la fricción a velocidades altas se requiere una macrotextura gruesa.

Para caracterizar la fricción de un pavimento a cualquier velocidad se necesitan al menos dos medidas: normalmente, una relacionada con la microtextura (que influye sobre todo en el valor de la fricción a baja velocidad) y otra con la macrotextura (que influye en el grado de disminución de la fricción a medida que aumenta la velocidad).

### 1.3 Modelos matemáticos de contacto

El neumático puede considerarse un sistema no lineal de alta complejidad, lo que ha llevado a numerosos investigadores a estudiarlo desde diferentes prismas. La modelización de neumáticos se puede clasificar en diferentes categorías:

**Modelos empíricos:** Se basan en experimentación sobre neumáticos y, por tanto, apenas deducidos a partir de la teoría del comportamiento físico de su estructura. Describen el comportamiento del neumático mediante estadísticas o fórmulas

matemáticas. Este tipo de modelos permite calcular fuerzas de forma precisa pero sin la necesidad de integrar ecuaciones. Dentro de estos modelos destaca el propuesto por Bakker [16] o también conocido como Fórmula Mágica.

**Modelos físicos:** Se formulan teniendo en cuenta las características estructurales del neumático y las propiedades del material, a diferencia con los modelos empíricos. Estos modelos se utilizan para el diseño y el análisis de neumáticos, describiendo de manera detallada el comportamiento del neumático. Dentro de estos modelos se encuentran los basados en Elementos Finitos (EF) como el de TÄonÄuk y ÄUnlÄusoy en 2001 [17], el de Hall en 2004 [18], o el de Bolarinwa y Olatunbo-sun también en 2004 [19]. El inconveniente que presentan es el coste de tiempo tanto computacional como de definición del modelo.

**Modelos analíticos:** Los modelos analíticos calculan las fuerzas presentes en el neumático y predicen sus características elásticas mediante la simplificación de ecuaciones físicas Shim y Margolis en el año 2004 [20], Miyashita y Kabe en 2006 [21]. Los factores fundamentales en los que se basan la mayoría de los modelos analíticos son:

- Propiedades de fricción en el contacto neumático-calzada
- Distribución de presiones normales en la huella de contacto
- Comportamiento de la banda de rodadura
- Comportamiento de la carcasa

Dentro de estos modelos se encuentran el modelo de Dugoff en 1970 [22], el modelo Brush de Pacejka en 1991 [23], el modelo de Fiala en 1954 [24], el modelo Lugre de Canudas de Wit en 1995 [25]. El inconveniente de estos modelos es que necesitan resolver ecuaciones diferenciales parciales para conocer el comportamiento del neumático en régimen transitorio.

Se podría considerar como una categoría adicional que serían aquellos modelos que basándose en planteamientos analíticos, combinados con experimentación llegan a un modelo numérico. Éstos se pueden denominar modelos mixtos.

Para obtener una visión general sobre lo estudiado en modelos analíticos, para posteriormente desarrollar un nuevo modelo, resulta conveniente comentar brevemente las características fundamentales de los principales modelos.

### **FIALA (1954)**

Fiala fue el autor del primer estudio teórico sobre los fundamentos de las propiedades de un neumático en curva. Este modelo supuso que el desplazamiento lateral de la parte del neumático en contacto con la calzada sólo tiene lugar dentro de la huella de contacto, y además que ésta es rectangular y con una distribución de presiones normal es uniforme a lo largo de la misma. En el modelo de neumático en rodadura pura, que se comporta como una viga soportada elásticamente sometida a una carga lateral concentrada, se desarrollan expresiones para el momento autoalineante y la fuerza lateral para ángulo de deriva constante. La fuerza lateral muestra un buen grado de concordancia con los resultados experimentales, no siendo así para el momento autoalineante.

### **DUGOFF (1970)**

Dugoff en este modelo [22] expresó el coeficiente de fricción neumático-superficie en función de la velocidad de deslizamiento de la parte del neumático en contacto con la superficie. Plantea el estudio del comportamiento del neumático frente a los esfuerzos longitudinales y laterales simultáneamente. A las hipótesis de Fiala, Dugoff añade una carcasa indeformable y una rigidez al deslizamiento del neumático constante.



Partiendo de un neumático girando en sentido anti horario, según Dugoff, cualquier punto A' de la carcasa tendrá un homólogo en la huella A. Si se observa el área de contacto neumático-calzada como se muestra en la Figura 1-15, dicho punto homólogo recorrería la huella, pasando por diferentes estados, representadas mediante la curva 0-1-2. En este caso, el neumático está sometido a fuerzas laterales.

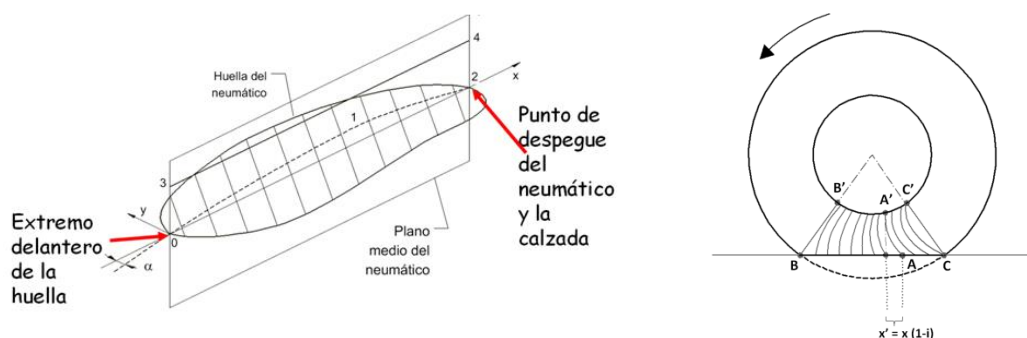


Figura 1-15: Esquema de la huella en el modelo de Dugoff

Dugoff supone que hay un punto del contacto,  $x_j$ , a partir del cual aparece un deslizamiento entre la banda de rodadura y la calzada.

El segmento 0-1 de la Figura 1-15 representa los puntos en adherencia del neumático, mientras que el segmento 1-2 está formado por los puntos en deslizamiento. Es decir, el segmento 1-2 representa la zona de la banda de rodadura donde los esfuerzos a transmitir superan los valores máximos de adherencia permisibles, existiendo deslizamiento del neumático sobre la calzada.

El modelo supone que existe distribución normal de presiones en la huella, constante en la dirección longitudinal. Así, se procede al cálculo de las fuerzas longitudinal y lateral en la huella, integrando las tensiones en la zona de adherencia y en la de deslizamiento.

Los esfuerzos y deformaciones se explican a partir de Figura 1-16. Cada punto de la carcasa (línea 3-4 de la Figura 1-16), considerada indeformable, se supone que está

conectado elásticamente con los puntos del neumático en la huella a través de muelles ortogonales, produciendo fuerzas independientes en las direcciones  $x$  e  $y$ . De tal forma que, un punto de la banda de rodadura sigue la trayectoria de su homólogo de la carcasa.

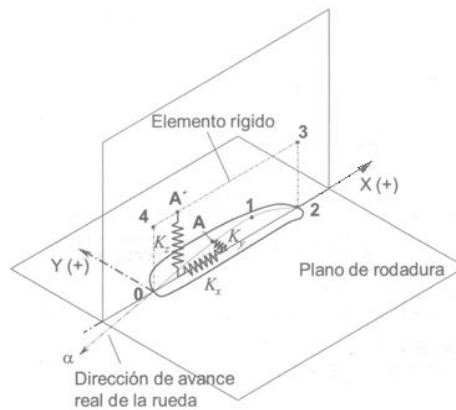


Figura 1-16: Esquema de esfuerzos sobre el neumático

Se supone en el modelo que la huella de contacto es rectangular, de dimensiones ( $l_c$ ,  $b_c$ ). En la Figura 1-17 y la Figura 1-18 se representa la deformada de un punto A, comprendido en la zona de adherencia 0-1 de la huella. Al punto A de la banda de rodadura le corresponde el A' de la carcasa.

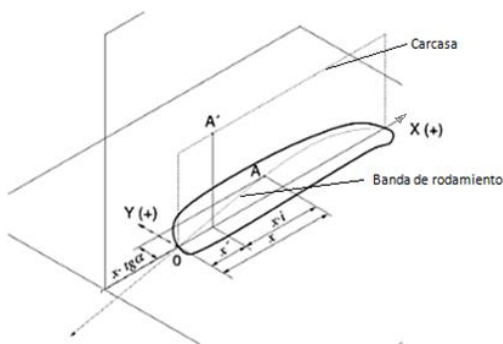


Figura 1-17: Deformada de un punto en el modelo de Dugoff

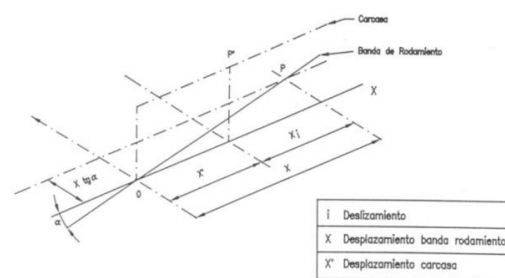


Figura 1-18: Detalle de la deformada de un punto en modelo de Dugoff

Uno de los aspectos fundamentales de este modelo en relación a esta Tesis es que relaciona la fuerza de frenado con la carga vertical, superficie de contacto y características del neumático.

### **PACEJKA (1979-87)**

El modelo fue propuesto por Bakker, Nyborg y Pacejka en 1987 [26] y tiene diversas versiones (1989 [16], 1991 [23], etc.) conocido comúnmente como modelo Fórmula Mágica [27]. Es un ejemplo de modelo semi-empírico donde a partir de las formas de las curvas obtenidas mediante ensayos de neumáticos en condiciones estacionarias, se ha buscado una expresión matemática que sea capaz de ajustarse a estos. Ha tenido fuerte implantación la parte dedicada al desarrollo de deslizamiento puro. Se le considera semi-empírico porque todavía subyace en él algo de descripción de los mecanismos físicos de generación de fuerzas y momentos en neumático. Además introdujo un diagrama de manejo que mostraba las regiones de sobrevirado y subvirado y las regiones de movimientos estables e inestables.

### **GIM (1990-1991)**

El modelo de Gim, también denominado Modelo Arizona, es un modelo analítico que contempla anisotropía en las rigideces pero con un enfoque distinto al modelo de Dugoff, Gim y Nikraves en 1990 [28], Gim y Nikraves en 1991 [29] y en 2005 [30]. La diferencia se encuentra en el tratamiento que se le da al punto de transición entre la zona de adherencia y deslizamiento en la huella de contacto. Otra característica propia de este modelo es que supone la existencia de una distribución de presiones parabólica en dicha huella. Hace un tratamiento muy sistematizado del deslizamiento puro y combinado para el cálculo de la fuerza longitudinal, lateral y el momento autoalineante. Entre sus principales ventajas hay que destacar que considera un ángulo de caída no nulo y que requiere conocer pocos datos de entrada que pueden

ser determinados mediante simples experimentos reduciéndose, con ello, el coste asociado a los mismos.

#### **1.4 Antecedentes sobre la determinación de la fuerza de frenada de un vehículo empleando un frenómetro**

Existen multitud de parámetros que afectan a los resultados determinados por un frenómetro. Pocos autores han reflexionado en este aspecto. Se ha trabajado en la búsqueda de trabajos anteriores sobre estudios de parámetros de neumáticos sobre rodillos. La mayor parte de los documentos encontrados relativos al banco de rodillos corresponden a equipos para la homologación del propio neumático, tratándose de bancos con diámetro de apoyo muy superior al del neumático. Por ejemplo, en el texto [31] se explica la interacción de un neumático frente a un rodillo de mayor radio y se evalúa la resistencia a la rodadura en dicha circunstancia. Otro ejemplo de análisis de la resistencia a la rodadura, pero en esta ocasión sobre dos rodillos es el artículo [32]. En este trabajo, se llevó a cabo un análisis teórico para evaluar la resistencia a la rodadura, como una función de la velocidad del vehículo, experimentada por los neumáticos de vehículos pesados en banco de doble rodillo.

En el presente apartado se describen los estudios realizados hasta el momento por diferentes autores sobre frenada en bancos de rodillos. Se detallan aquellos factores que no se han tenido en cuenta en dichos trabajos y se estudiarán, algunos de ellos, en la presente tesis.

En 2001 Senabre estudia el rendimiento de un frenómetro, diferenciándolo del concepto de eficacia anteriormente señalado [33]. Obtiene un modelo matemático muy simple de comportamiento de la frenada del neumático en los rodillos del frenómetro, pero no considera analíticamente las dinámicas representativas del fenómeno. Esto hace que llegue a conclusiones muy limitadas del proceso.

Por otro lado cuantifica la diferencia que existe entre frenada sobre rodillos respecto a frenada en pista. Realiza un estudio de los parámetros de influencia en la prueba de frenada en banco de rodillos con el fin de homogenizar el parque de equipos en las estaciones de ITV. En estos parámetros incluye la fuerza de tracción, el ángulo de contacto entre rueda y rodillos, el coeficiente de adherencia, el radio efectivo de la rueda y el peso. Para evaluar el deslizamiento del banco se utilizaron sensores con contacto, para la rueda y el rodillo y se introdujo un sensor hidráulico en el sistema de frenos. A diferencia con este trabajo, en la presente tesis doctoral se realizan mediciones de las velocidades angulares, de la rueda y el rodillo mediante sensores led sin contacto. De este modo se evita el deslizamiento que pueda surgir en el propio equipamiento de medida enmascarando el deslizamiento sometido a estudio.

Tampoco considera la frenada a máximo valor, que se produce exclusivamente en el rodillo trasero, obligando con esto a considerar dos momentos: la frenada permanente en la que los rodillos mueven las ruedas frenantes y el instante en el que se alcanza el mayor valor de adherencia. Tampoco considera aspectos relativos a la aparición de deslizamiento en el propio contacto neumático rodillos que determina la fuerza de frenada en régimen permanente y la máxima en régimen que denominaremos en adelante, máxima adherencia.

En 2011 Senabre realiza una comparativa sobre el contacto y frenada entre una superficie plana y la superficie curva de un frenómetro [34]. En él se concluye que el la prueba de frenada en frenómetro no es equivalente a la frenada sobre la calzada, cosa que parece evidente ya que se sabe que en la prueba del frenómetro no existe transferencia de carga, por lo que el resultado debe ser diferente respecto de la frenada en pista.

En 2010, esta misma autora estudia sobre la influencia de la presión de los neumáticos y el peso en las medidas de frenada de un vehículo sobre banco de rodillos de ITV en comparación con las medidas sobre suelo plano [35]. Se estudia el

contacto y frenada a diferentes presiones dado concluyendo que influye mucho más en el frenómetro que lo que afecta sobre la calzada plana y por tanto no da validez a la prueba realizada en ITV. En la presente tesis, en el capítulo 5, se hace un estudio sobre el contacto del neumático contra el plano y se compara con el contacto con los dos rodillos del frenómetro.

En el mismo año Senabre se estudia la relación entre la fuerza aplicada en el pedal de freno y la fuerza ejercida por las pinzas de freno pudiendo realizar una calibración estática de la fuerza del pedal [36]. En la presente tesis se va a relacionar la fuerza aplicada en el pedal de freno con la fuerza de frenada en frenómetro dinámicamente.

El autor Higinio Rubio presenta un banco de ensayos de neumáticos que permite medir el par de frenada, simultáneamente, en un frenómetro de rodillos y sobre la rueda [37]. El diseño parte de un frenómetro convencional de rodillos al cual se le incorpora un sistema de medida del par producido en la rueda durante la frenada.

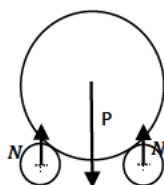
No se ha encontrado estudio sobre banco de rodillo de menor radio al neumático en el que se relacione la fuerza de frenada y el punto de comienzo del deslizamiento. Si se puede ver en el trabajo de Dugoff [22] en análisis de este punto para un contacto neumático-calzada. Uno de los objetivos de la presente tesis es estudiar la evolución de ese punto donde comienza el deslizamiento pero aplicado a un banco de rodillos.

## 2. Objetivos

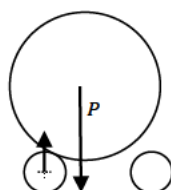
Tras la revisión de la bibliografía y el estudio de los trabajos existentes relacionados con la medida de fuerza de frenado, tipos de contacto, medidas en bancos de rodillos, dinámica vehicular, los objetivos que se plantean en la presente tesis son:

- Estudiar los diferentes tipos de frenadas empleados en la circulación en carretera y estudiar dichos comportamientos. Diseñar los ensayos de tal manera que sean reproducibles dichos tipo de frenada.
- Modelizar el contacto de un neumático contra dos rodillos rugosos de inferior radio, para caracterizar la adherencia producida en diferentes tipos de frenada. A diferencia de los ensayos en carretera de un neumático con una superficie plana, existen elementos mecánicos de laboratorio que tratan de reproducir esta situación pero empleando uno o dos rodillos de contacto. Cuando se trata de homologación de neumáticos suele emplearse un solo rodillo de contacto (Reglamento 30, diámetro 1,20 m). El caso de dos rodillos de contacto se utiliza para sistemas de inspección de frenos, denominándose a estos equipos frenómetros. Se tendrán en cuenta dos posibilidades de comportamiento del neumático en el frenómetro y por tanto se plantearán dos modelos de ecuaciones. El modelo en régimen permanente, en el que el neumático está en

contacto con dos rodillos, y el modelo de máxima adherencia en el que el neumático está en contacto con un solo rodillo.



Régimen permanente



Régimen en máxima adherencia

- Analizar el contacto del neumático en un banco de rodillos y conocer el nivel de adherencia para diferentes tipos de frenada. Para ello se estudiará el área de contacto mediante la impresión de la huella en el contacto. Se estudia la relación entre huellas sobre calzada plana y huellas en frenómetro con el fin de valorar cómo puede afectar el contacto a la fuerza de frenada y al deslizamiento. Dichas huellas se extraerán para las diferentes condiciones evaluadas, de presión del neumático y carga del vehículo. Dada la importancia que tiene el conocer de manera exhaustiva el contacto, se estudia la manera de conocer el radio dinámico de contacto. Para ello, mediante imágenes de alta velocidad, se observará la trayectoria que sigue el centro de la rueda en las diferentes frenadas así como se ve afectado el radio dinámico de contacto. Por otro lado, conocida dicha trayectoria se podrá calcular el momento de inercia del conjunto rueda-rodillo.



- Obtener las ecuaciones de la dinámica para dos estados de frenada, permanente y en máxima adherencia, que aparecen en la interacción de un neumático en contacto con el frenómetro.
- Determinación del punto de la huella donde comienza el deslizamiento. Para ello se plantea un modelo con el fin de determinar la zona de adherencia en la huella y su evolución a lo largo de la frenada. Es importante conocer en cada instante qué zona de la huella tiene adherencia efectiva para la frenada y cuál no.

Visto lo anterior, se propone en esta tesis doctoral un modelo de contacto entre el neumático y los rodillos de contacto que permita posteriormente plantear las ecuaciones diferenciales del movimiento entre ambos. Ambas superficies presentan convexidades de diferente radio.



### 3. Fases y metodología

Para llevar a cabo los objetivos planteados se propone la siguiente metodología:

- **RECOPIACION BIBLIOGRAFICA:** Se procede a la búsqueda de estudios existentes relacionados con fuerzas de frenado, bancos de rodillos, rugosidad, dinámica vehicular, rodadura.
- **ESTUDIO DEL ESTADO DEL ARTE:** Se estudian los trabajos de investigación, artículos y libros recopilados. Se hace hincapié en:

Documentos y equipos relacionados con el frenado, más concretamente, en frenada en banco de rodillos.

Se estudian los diferentes modelos matemáticos para la simulación de rodadura, con el fin de elegir el modelo más adecuado como punto de partida y evaluar la zona de deslizamiento en el contacto planteado.

- **ELABORACIÓN DE UN MODELO TEÓRICO:** Tras concluir qué modelo se ajusta más al tipo de contacto y a las condiciones que se tienen en una frenada en un frenómetro, se procede a la adaptación de dicho modelo a las condiciones particulares con las que se cuenta en esta tesis.
  
- **REALIZACIÓN DE ENSAYOS:** Para poder garantizar que el modelo elaborado es fiable, se diseñan diferentes ensayos para poder realizar su validación. Para ello, se selecciona todo el equipamiento necesario para la obtención de señales y medidas. Se tiene en consideración todas las variables de influencia en las medidas de fuerza de frenado y deslizamientos.
  
- **ANÁLISIS DE RESULTADOS:** Tras la obtención de todos los datos necesarios se procede a los estudios de la sensibilidad y correlación necesarios para proceder al ajuste del modelo en caso necesario.
  
- **AJUSTE DEL MODELO:** Se realiza el ajuste del modelo teórico planteado con los valores obtenidos en los ensayos.

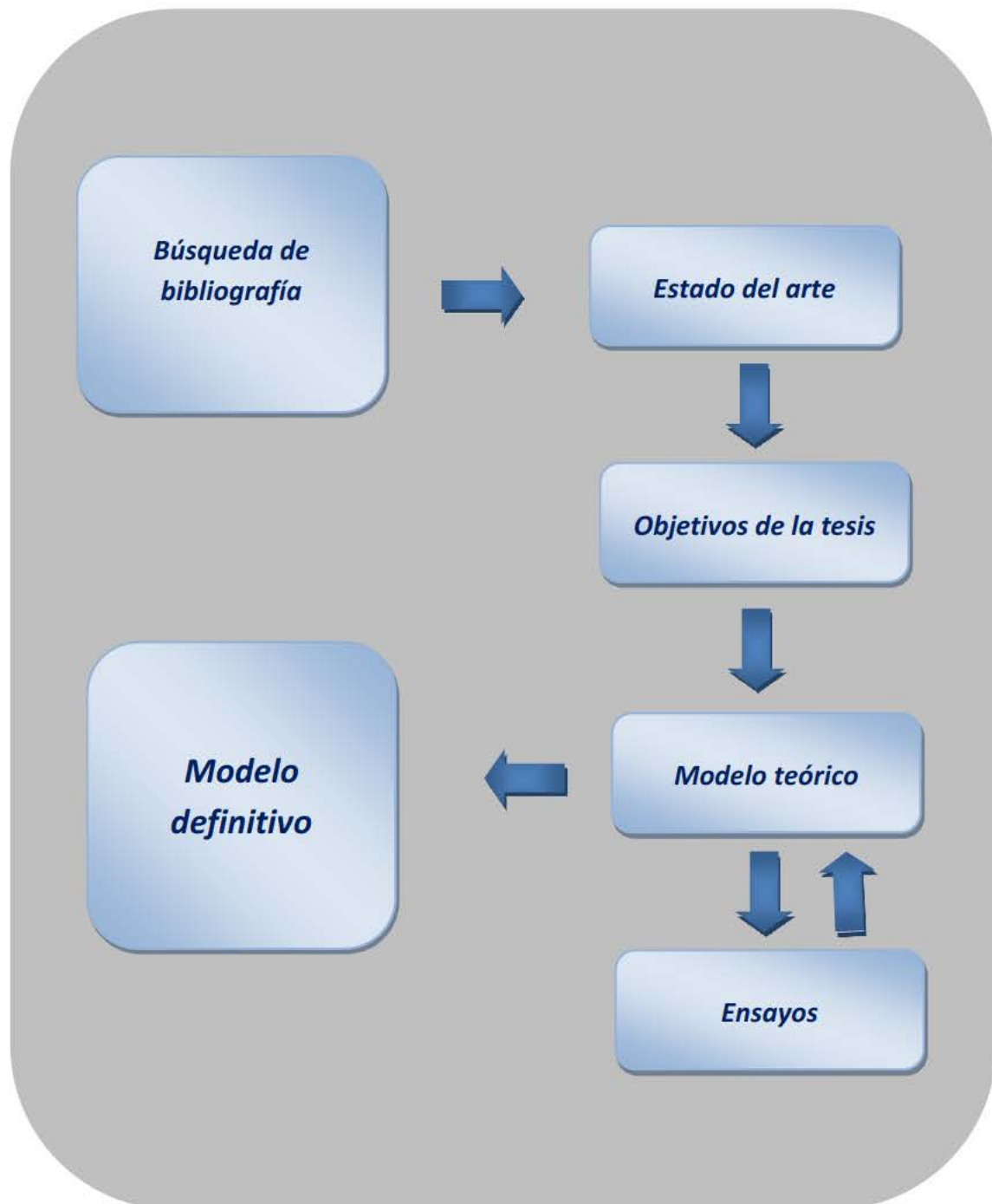


Figura 3-1: Diagrama de flujo de fases de la tesis doctoral

El cronograma establecido es:

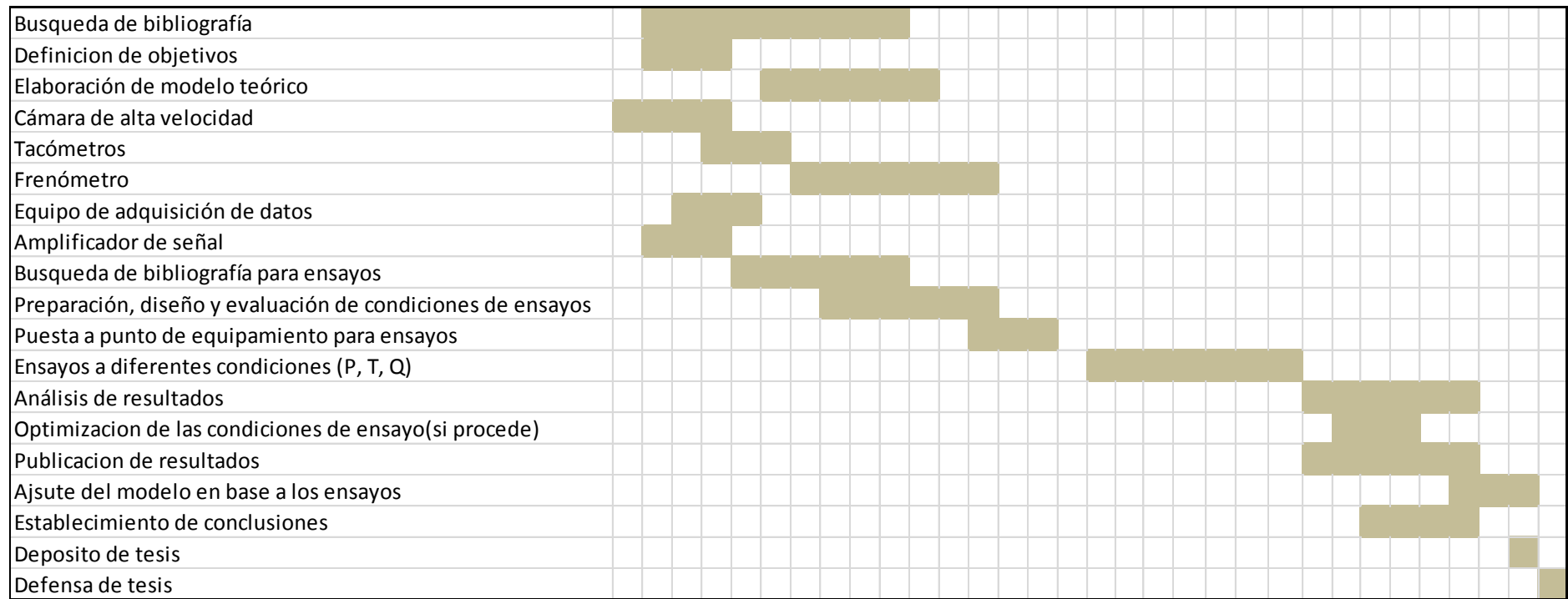


Figura 3-2: Cronograma del periodo predoctoral

### **3.1 Estructura de documento**

Esta tesis doctoral se compone de un total de nueve capítulos cuyos contenidos se pasan a resumir en este apartado.

#### **CAPÍTULO 1: Introducción y estado del arte**

En este capítulo se muestran los motivos por los que se inicia la investigación en el tema escogido para esta tesis doctoral. Se muestran conceptos sobre rugosidad, debido a ser un parámetro de influencia en el frenado en frenómetro. Igualmente este capítulo contiene un resumen del estudio realizado a los diferentes modelos matemáticos de simulación de la rodadura.

Por último, se hace una breve exposición de los trabajos recopilados relacionados con fuerzas de frenado y contacto sobre rodillos.

#### **CAPÍTULO 2: Objetivos**

En este capítulo se definen los diferentes objetivos de la presente tesis.

#### **CAPÍTULO 3: Fases y Metodología**

En este capítulo se muestra el diagrama de flujo que indica el camino recorrido a lo largo de todo el trabajo de investigación realizado en la presente tesis. Además nos resume la estructura completa de la tesis doctoral.

#### **CAPÍTULO 4: Modelo propuesto**

En este capítulo se desarrolla la tesis doctoral. En él se puede ver el modelo matemático formulado para las condiciones descritas.

#### **CAPÍTULO 5: Contacto neumático-cilindro de menor radio**

En este capítulo se comparan las huellas de obtenidas tanto para contacto plano como para contacto sobre dos rodillos, para las diferentes condiciones de carga, y presión de inflado. Se calcula mediante un programa propio el área de todas las huellas y se establece una relación entre los dos diferentes contactos.

Por último, se evalúa la contribución de la carga vertical por parte del diseño de la carcasa del neumático.

#### **CAPÍTULO 6: Ensayos y análisis de resultados**

En este capítulo se enumera el equipamiento empleado así como se definen los ensayos para completar los objetivos planteados en esta tesis. Se estudian las diferentes variables a tener en cuenta, como presión de inflado, peso, etc... que afectan a la fuerza de frenada.

Posteriormente, se muestran los resultados obtenidos de los ensayos planteados. La evolución del punto donde comienza el deslizamiento, o el cálculo del radio de contacto dinámico son, entre otros, resultados mostrados en este capítulo tras la realización de los ensayos.



### **CAPÍTULO 7:** Modelo de frenado sobre rodillos

En este capítulo se realiza un estudio del punto frontera de la huella donde comienza el deslizamiento en función del tiempo. Se resuelven las ecuaciones planteadas en el capítulo 4 y se aplican para un caso particular

### **CAPÍTULO 8:** Conclusiones

En este capítulo se enumeran las aportaciones a la comunidad científica de esta tesis doctoral.

### **CAPÍTULO 9:** Desarrollos futuros

En este capítulo se orientan las posibles líneas de investigación a seguir para complementar esta tesis doctoral.



## 4. Modelo propuesto

### 4.1 Introducción

Como es sabido, el proceso de frenada está condicionado por la adherencia disponible en la rueda. Si la fuerza de frenado superase el límite adherente, la rueda bloquearía y deslizaría provocando la pérdida de control direccional del vehículo o impidiendo una frenada eficaz.

Durante la frenada se aplica un par al neumático, que genera en la zona de contacto una fuerza con la misma dirección y sentido contrario a la marcha del vehículo. Dicha fuerza ejerce un momento de sentido contrario al par de frenada aplicado al neumático. Estas acciones antagónicas sobre el neumático provocan su deformación, comprimiéndose la banda de rodadura a la salida de la zona de contacto, y estirándose a la entrada. Así, un elemento circunferencial no deformado, de valor  $\Delta l$ , cuando pasa a la zona de contacto con la calzada habrá aumentado su longitud a  $\Delta l(1+\epsilon)$ . Debido a este aumento de deformación, el neumático actúa como si la longitud de la banda de rodadura fuese mayor, o lo que es lo mismo, como si su radio fuese mayor que el correspondiente a rodadura libre, bajo la misma carga. La velocidad de desplazamiento del centro de la rueda ( $v$ ), será superior a la correspondiente a rodadura libre ( $\omega \cdot r$ ), siendo  $r$  el radio nominal del neumático y

$r_e$  el radio del neumático deformado. Esta diferencia de velocidades se interpreta como un deslizamiento entre la rueda y la calzada ( $i$ ), y su valor se define por:

$$i = 1 - \frac{\omega \cdot r_e}{v}$$

siendo:

$v$ : velocidad de traslación del eje de la rueda

$\omega$ : velocidad angular de la rueda

$r_e$ : radio efectivo de rodadura del neumático

$i$ : deslizamiento longitudinal

Para cada par de tracción o de frenado ejercido sobre la rueda, le corresponde un único valor de deslizamiento  $i$ .

Realmente, debido a la deformación del neumático, el radio nominal de la rueda ( $r$ ) pasa a ser entonces el radio efectivo de la rodadura ( $r_e$ ) del neumático.

$$v = \omega \cdot r_e$$

El radio efectivo ( $r_e$ ) tiene un valor inferior al radio nominal del neumático ( $r$ ).

$$r_e < r$$

Para un estado en el que el deslizamiento es máximo ( $i=1$ ) y la velocidad angular es nula ( $\omega=0$ ), la rueda está bloqueada y se produce deslizamiento puro.

En el caso de frenado, la Figura 4-1 se muestran los esfuerzos normal y longitudinal que aparecen sobre el neumático. Se puede observar la compresión del material a la salida de la huella y el estiramiento en la entrada.

La distribución de presiones se desplaza hacia atrás, respecto de la vertical que pasa por el centro de la rueda, debido al par de frenado. Por lo tanto, existe un centro de

presiones sobre el que se aplica la reacción,  $F_z$ , al peso de la rueda,  $P$ . Este hecho produce una compresión en la zona trasera de la banda de rodadura y un estiramiento en la delantera. Por ello, dado que existe menos presión en la zona delantera, la banda de rodadura comienza a deslizarse respecto del suelo.

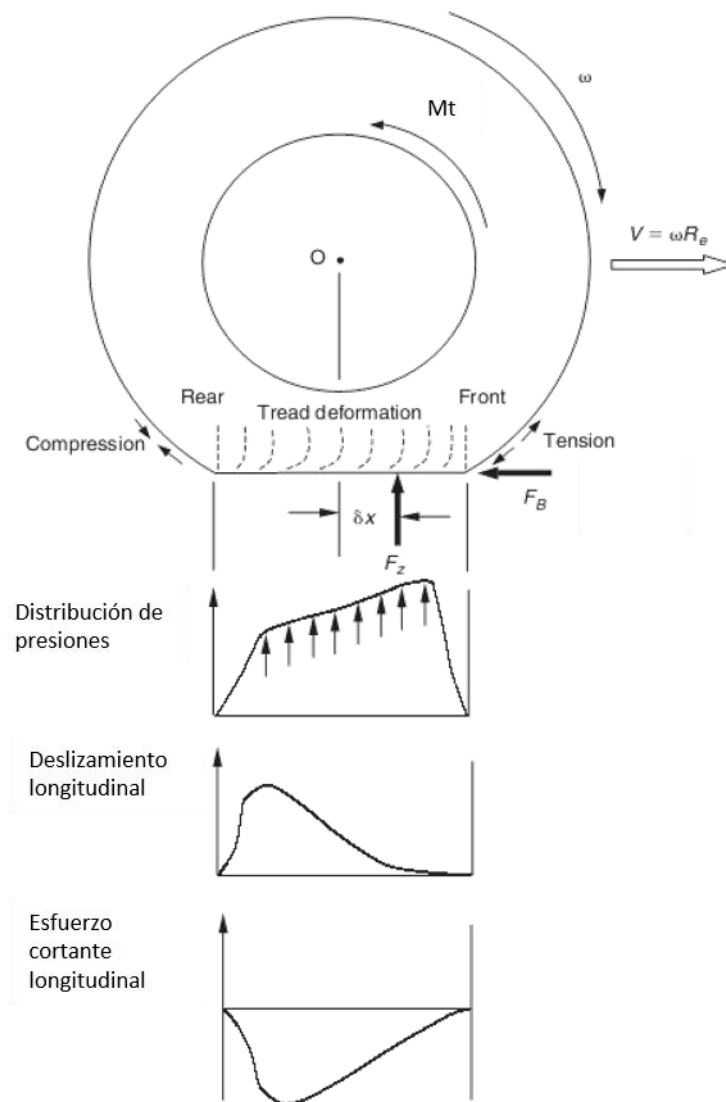


Figura 4-1: Neumático sometido a esfuerzo normal y longitudinal (frenado)

El deslizamiento longitudinal, es un parámetro muy importante en la generación de esfuerzos longitudinales en la superficie de contacto neumático-calzada. Se

denomina coeficiente de esfuerzo longitudinal de frenado ( $\mu_{xf}$ ), a la relación entre el esfuerzo de frenado ( $F_x$ ) y la carga normal  $P$  que actúa sobre el neumático. La relación de este coeficiente con el deslizamiento se representa en la Figura 4-2.

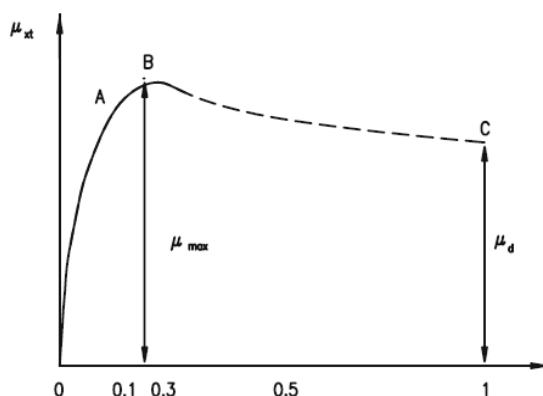


Figura 4-2: Coeficiente de adherencia-deslizamiento longitudinal (frenado)

En la Figura 4-2, se observan tres zonas claramente diferenciadas (A,B,C) y dos puntos ( $\mu_{max}, \mu_d$ ) en la curva, que expresan la variación de  $\mu_{xf}$ , con el deslizamiento  $i$ .

De datos experimentales, se desprende que el valor máximo de  $\mu_{xf}$  para un neumático rodando sobre superficie dura, se obtiene cuando el deslizamiento alcanza valores comprendidos entre el 10 y el 30%, correspondiendo los valores inferiores a neumáticos más modernos, ya que su nuevo diseño permite rodaduras con menor deslizamiento y, por tanto, menos consumo energético.

El coeficiente de esfuerzo longitudinal de frenado puede adquirir valores comprendidos entre 0 y  $\mu_{max}$  cuando aumenta el valor de la fuerza ( $F_x$ ). Dicho valor  $\mu_{max}$  corresponde al valor máximo de adherencia entre el neumático y la superficie de rodadura, el cual depende de diversos factores. Una vez superado este límite, el deslizamiento entre el neumático y la superficie de rodadura aumenta rápidamente y se extiende a toda la huella de contacto, disminuyendo hasta alcanzar un valor  $\mu_d$ .

En el caso de la frenada realizada en frenómetro el contacto es diferente, dado que se trata de un contacto entre dos superficies curvas, pero el fenómeno producido es el mismo. La velocidad de la banda de rodadura viene dada por la velocidad de la rueda y la velocidad lineal en esta ocasión la proporciona el rodillo del frenómetro. (en este caso el rodillo es sustitutivo de la propia calzada)

$$i = 1 - \frac{v}{v_R} = 1 - \frac{\omega \cdot r}{\omega_R \cdot r_r}$$

siendo:

$\omega_R$ : velocidad angular del rodillo

$r_r$ : radio del rodillo

$\omega$  : velocidad angular de la rueda

$r$  : radio de la rueda libre

$i$ : deslizamiento longitudinal

En esta tesis doctoral se modeliza el contacto, durante la frenada, de dos superficies con diferente curvatura. Se define aquí la relación nominal de aspecto entre ambas superficies como  $r_{na} = \frac{r}{r_r}$ , variando entre 2,9 para el caso del neumático de un vehículo turismo, y de 3,7 en el caso de neumático promedio de un vehículo industrial, ( $r_r$  el radio del rodillo del frenómetro). En el caso de rodar por la carretera,  $r_r = \infty$ , de lo que  $r_{na} = 0$ . Los bancos de ensayo de laboratorio de homologación llegan a un  $r_r=1,2$  m, es decir, la relación nominal de aspecto es inferior a la unidad. El frenómetro es un equipamiento de taller y, por tanto, económico. Pero sería objeto de otro estudio y queda aquí el comentario como simple reflexión, si resulta adecuada la medida de la eficacia de frenómetro con relaciones nominales de aspecto muy superiores a la unidad.

En esta tesis doctoral se modeliza el contacto, durante la frenada, de dos superficies con diferente curvatura.

## 4.2 Consideraciones sobre el modelo de Dugoff

Tras la revisión de los diferentes modelos matemáticos realizada anteriormente, el modelo escogido en esta tesis doctoral para la formulación del modelo de contacto neumático-rodillos, parte del formulado por Dugoff [22]. Este modelo plantea el contacto neumático-calzada empleando parámetros geométricos del propio contacto. Otros modelos, como el denominado *“Fórmula mágica”*, propuesto por Bakker [16] son empíricos y se basan en múltiples ensayos de neumáticos realizados en condiciones estacionarias, en los que se obtienen expresiones matemáticas capaces de ajustarse a las condiciones de otros ensayos. Pese a ser un modelo simple, respecto a otros encontrados en las referencias bibliográficas, se ha elegido el modelo de Dugoff por su simplicidad y, sobre todo, porque permite una adaptación directa a contactos no planos, caso, objeto de nuestro estudio.

Este modelo, resulta muy útil para comprender el comportamiento de los neumáticos y se desarrolla a partir de modelos físicos sencillos. Las hipótesis consideradas en el mismo son las siguientes:

- Geometría de la huella de contacto rectangular.
- Distribución de presiones constante en toda la huella de contacto
- Carcasa del neumático indeformable.
- Rigidez longitudinal del neumático constante.

Dado que en esta tesis se estudia el caso de frenada de la rueda en un frenómetro, no se considera el ángulo de caída, ni de deriva, por lo que no se producen esfuerzos laterales. Por tanto, el plano longitudinal medio del neumático es perpendicular al



eje del rodillo del frenómetro, supuesto muy cercano a la realidad en la mayoría de los casos.

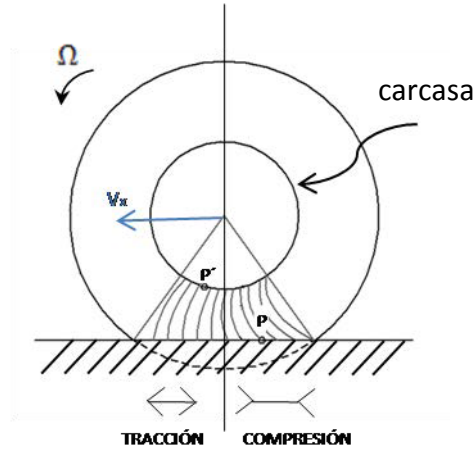


Figura 4-3: Esquema tracción-compresión en el contacto

En el caso de frenado, para un instante  $t$  determinado, un punto  $P'$  perteneciente a la carcasa se habrá desplazado una distancia longitudinal,  $x'$ , de valor:

$$x' = v_x \cdot t$$

El punto  $P$  de la banda de rodadura, homólogo al  $P$  se habrá desplazado en ese intervalo de tiempo:

$$x = \Omega \cdot r \cdot t$$

siendo  $v_x$  la velocidad del centro de la rueda.

$$v_x = \Omega \cdot r_e$$

Como se ha visto al comienzo del capítulo, durante la frenada, va más deprisa el centro de la rueda que un punto de la banda de rodadura por lo que  $v_x > \Omega \cdot r$ . En ella se produce un alargamiento a la entrada de la zona de contacto y una deformación por compresión a la salida.

La distancia adicional recorrida por el punto P' de la carcasa, respecto de P, será entonces:

$$U' = x' - x = (v_x - \Omega \cdot r) \cdot t = \left(1 - \frac{\Omega \cdot r}{v_x}\right) v_x \cdot t$$

$$U' = i \cdot v_x \cdot t = i \cdot x'$$

donde  $i$  es el deslizamiento longitudinal producido durante el proceso de frenado.

De la expresión anterior, se deduce que:

$$x = x'(1 - i)$$

de lo que la banda de rodamiento se ha deformado una magnitud,

$$U' = i \cdot \frac{x}{1 - i}$$

La componente longitudinal de la tensión cortante,  $\sigma_x$ , en el punto P depende de la rigidez longitudinal,  $K_x$ , del neumático. Luego,

$$\sigma_x = K_x \cdot U'$$

de lo que,

$$\sigma_x = K_x \cdot i \cdot \frac{x}{1 - i}$$

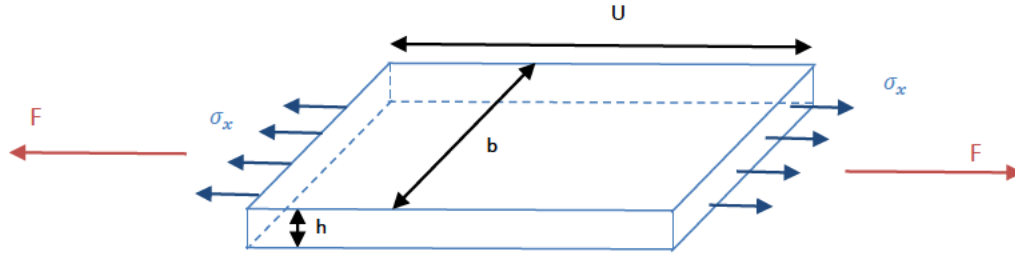


Figura 4-4: Banda de rodadura sometida a tracción/compresión

siendo  $K_x$  la rigidez longitudinal expresada en N por unidad de longitud, por unidad de anchura de la huella y por unidad de deformación (Figura 4-4).

$$K_x = \frac{F}{U \cdot b_c \cdot h_c}$$

donde  $h_c$  el espesor de la banda de rodadura

La tensión cortante máxima admisible en un punto cualquiera perteneciente a la huella de contacto, depende del coeficiente de adherencia longitudinal,  $\mu$ , y de la distribución normal de presiones existente en la huella de contacto,  $p(x)$ , que en esta tesis doctoral se considera constante a lo largo de la misma.

$$\sigma_{max} = \mu \cdot p(x) = \mu \cdot p = \mu \frac{F_z}{2 \cdot l_c \cdot b_c}$$

siendo:

$F_z$ : carga vertical sobre el neumático

$l_c$ : longitud de la huella de contacto

$b_c$ : ancho de la huella de contacto

Existe un dos en el denominador porque se dispone de dos rodillos.

La condición para que no haya deslizamiento en la huella es que las tensiones producidas ( $\sigma_x$ ) en el contacto entre el neumático y la calzada sean menores que la tensión máxima de cortante absorbida por la superficie ( $\sigma_{max}$ ).

En la Figura 4-5 se observa esta discusión:

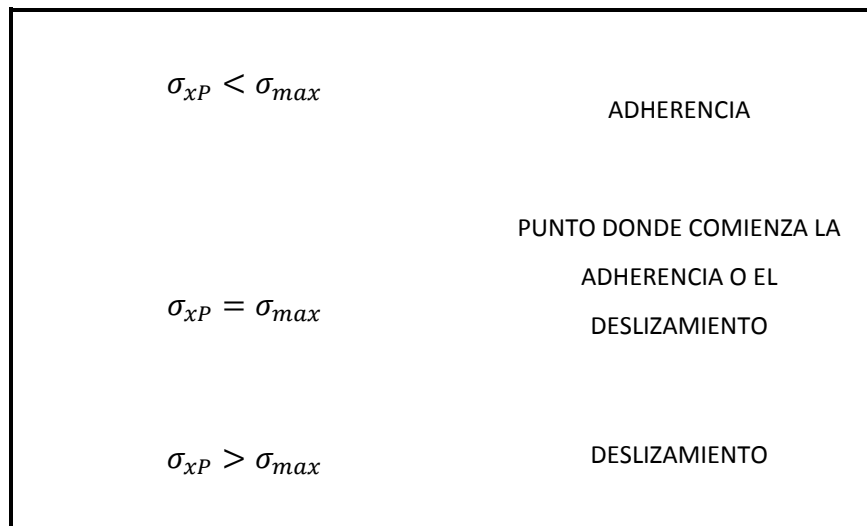


Figura 4-5: Condición adherencia-deslizamiento para el punto P

Se supone aquí que en la huella de contacto existe un punto frontera  $x_j$  que separa una zona de adherencia de otra zona de deslizamiento. Se toma como hipótesis que la tensión  $\sigma_x$  aumenta progresivamente con  $x$  hasta llegar al punto  $x = x_j$ . A partir de este valor es válido suponer que  $\sigma_x = cte$ .

Durante la frenada, la zona delantera de la huella está sometida a adherencia. Aquí se verifica que la tensión cortante máxima admisible por la carretera coincide con la tensión  $\sigma_x$  producida en la banda de rodadura. Se admite como hipótesis que este valor es constante. En la zona de deslizamiento decrece este valor hasta anularse a la salida del contacto de la huella con la calzada (Figura 4-6)

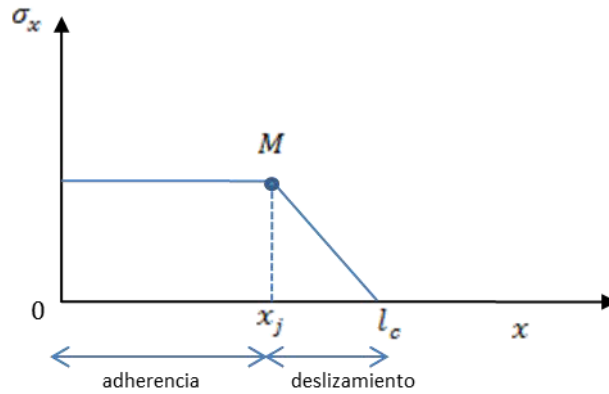


Figura 4-6: Zona de adherencia-deslizamiento para un punto M

En el punto M de la figura donde comienza el deslizamiento se verifica que

$$\sigma_x = \sigma_{max}$$

$$\sigma_x = \frac{K_x \cdot i}{1 - i} x_j$$

El esfuerzo de frenado longitudinal que se produce en la zona de deslizamiento es:

$$\begin{aligned} F_{xd} &= \int_{x_j}^{l_c} (\sigma_x \cdot b_c) dx = \int_{x_j}^{l_c} \left( \frac{K_x \cdot i}{i - 1} \cdot x \cdot b_c \right) dx = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{i - 1} \left[ \frac{x^2}{2} \right]_{x_j}^{l_c} = \\ &= \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{i - 1} \left( \frac{l_c^2}{2} - \frac{x_j^2}{2} \right) = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1 - i)} (x_j^2 - l_c^2) \end{aligned}$$

El esfuerzo de frenado de la zona de adherencia es:

$$F_{xa} = \int_0^{x_j} (\sigma_{max} \cdot b_c) dx = \frac{K_x \cdot i}{1 - i} \cdot x_j^2 \cdot b_c$$

Considerando lo anterior, el esfuerzo de frenado total será:

$$F_x = F_{xa} + F_{xd}$$

operando, se llega a:

$$F_x = \frac{K_x \cdot i}{1-i} \cdot x_j^2 \cdot b_c + \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (x_j^2 - l_c^2)$$

$$F_x = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (3x_j^2 - l_c^2)$$

expresándolo de otra manera, se obtiene una ecuación de segundo grado en  $x_j$ ,

$$x_j^2 - \frac{2(1-i) \cdot F_x + l_c^2 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}{3 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c} = 0$$

a la que corresponde una solución con sentido físico:

$$x_j = \sqrt{\frac{2(1-i) \cdot F_x + l_c^2 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}{3 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}}$$

Puede apreciarse que, a medida que aumenta la fuerza  $F_x$  de frenado,  $x_j$  avanza respecto de la posición de entrada a la huella (se retrasa respecto del origen O de referencia), de lo que existe mayor adherencia en la pisada.

Como  $x = x'(1-i)$  puede obtenerse la expresión de la fuerza de frenada en llanta,  $F'_x$ ,

$$F'_x = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (3x_j'^2 (1-i)^2 - l_c^2)$$

siendo  $x_j'$  el punto de la llanta, homologado al  $x_j$ .

Dividiendo las expresiones de ambas fuerzas de frenado entre si se obtiene que:

$$\frac{F_x}{F'_x} = \frac{3x_j^2 - l_c^2}{3x_j'^2(1-i)^2 - l_c^2}$$

Por otra parte, en el caso de la frenada en frenómetro, para el cálculo del deslizamiento se debe conocer tanto el radio del neumático como el del rodillo. El radio efectivo de contacto ( $r_c$ ) no es sencillo de medir con exactitud. En el capítulo 4 se propone una metodología basada en mediciones de alta velocidad para conseguir este fin.

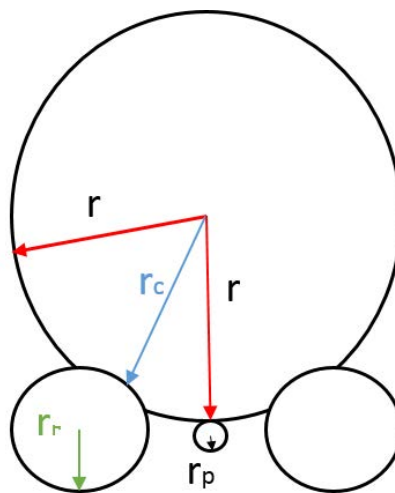


Figura 4-7: Diferentes radios en frenómetro

Además de los radios, para el cálculo de deslizamiento es necesario conocer la velocidad angular de la rueda y del rodillo. En el caso de contacto en un frenómetro se supone que el rodillo palpador tiene la misma velocidad tangencial que tiene la rueda en el contacto, no existiendo deslizamiento entre ambos. Esto se debe a que el rodillo palpador cuenta con un resorte que garantiza el buen contacto neumático-rodillo palpador (por tanto las velocidades lineales en el contacto son iguales) sin

llegar a deformar la banda de rodadura (Figura 4-7). Por este motivo se puede afirmar:

$$v_p = v$$

siendo:

$v_p$ : velocidad del palpador

$v$ : velocidad tangencial de la rueda

luego,

$$v_p = \omega_p \cdot r_p$$

siendo:

$\omega_p$ : velocidad angular del rodillo palpador

$r_p$ : radio del rodillo palpador

En ambos contactos cilíndricos se verifica que el deslizamiento en ellos es:

$$i = 1 - \frac{\omega \cdot r_c}{\omega_R \cdot r_r}$$

siendo:

$\omega_p$ : velocidad angular del rodillo palpador

$r_p$ : radio del rodillo palpador

$\omega$ : velocidad angular de la rueda

$r_c$ : radio efectivo de contacto

$\omega_R$ : velocidad angular del rodillo

$r_r$ : radio del rodillo



### 4.3 Modelo de contacto propuesto para un frenómetro

En esta tesis doctoral se plantea de forma inversa el problema del contacto neumático calzada a como lo formula Dugoff [22]. Este autor elabora un modelo de comportamiento que permite determinar la fuerza de frenado en función de parámetros conocidos. En nuestro caso, se parte de un valor de fuerza de frenado conocido en el tiempo, ya que se considera ésta fuerza la determinada experimentalmente en un frenómetro de rodillos.

Esta motivación obliga a replantear la sistemática seguida por Dugoff, amén de tener que reformular las ecuaciones para el caso del contacto del neumático con un cilindro de menor radio.

Para ello se necesitan las ecuaciones del movimiento del sistema rueda-rodillos.

Visto lo anterior, se propone en esta tesis doctoral un modelo de contacto entre el neumático y los rodillos de contacto que permita posteriormente plantear las ecuaciones diferenciales del movimiento entre ambos. Ambas superficies presentan convexidades de diferente radio.

El inicio de la prueba de frenado se realiza tras la comprobación (vía software que incorpora de serie el frenómetro) de la resistencia a la rodadura del conjunto. En ese momento giran de manera solidaria el neumático, el rodillo palpador y los rodillos de arrastre. Éstos últimos se mueven debido a su conexión con el motor que gira a velocidad constante. La rueda del vehículo es arrastrada por los rodillos debido al material rugoso que los recubre y el rodillo palpador es puesto en movimiento gracias al neumático y un muelle que garantiza el contacto.

La frenada obtenida en un vehículo depende de la acción que el conductor ejerce en el pedal de freno. Pueden producirse multitud de situaciones, pero las más diferenciales son: aquellas en las que el conductor mantiene el pedal de freno en una misma posición (frenada mantenida), aquellas en las que el conductor acciona el

pedal de freno de una manera progresiva (frenada progresiva) y, finalmente, se da la situación en la que el conductor frena bruscamente (frenada severa o de emergencia). Un intermedio de aquellas sería una frenada alternante en la que el conductor modula el pedal de freno tratando de variar la velocidad del vehículo según su voluntad. Aun así existen multitud de situaciones intermedias de aquellas.

En todos estos casos, exceptuando el primero, el conductor puede llegar a máxima adherencia entre la rueda y la calzada (en nuestro caso, los rodillos) consiguiendo detener el vehículo (en caso contrario se verificaría el deslizamiento).

En esta tesis se distingue entre frenada en régimen estacionario (régimen permanente anteriormente descrito). En él se verifica que la aceleración angular es constante, pudiéndose emplear las fórmulas de movimiento uniformemente decelerado y régimen progresivo, en el que dicha aceleración varía en función del tiempo.

Es este último tipo, régimen progresivo, en el caso de frenada aplicada al frenómetro, se dan dos circunstancias. La primera de ellas es cuando el conductor aplica una frenada suave y creciente en el pedal de freno, pero sin llegar a la capacidad de frenada máxima del sistema de frenos. Aquí se verifica que la rueda del vehículo frena continuamente los rodillos del frenómetro, pero manteniendo el contacto con ambos durante todo el proceso. La adherencia utilizada es menor que la máxima adherencia disponible.

$$\mu_U \leq \mu_{\max}$$

La segunda circunstancia es análoga a la anterior, pero en esta ocasión, el conductor aumenta la fuerza en el pedal hasta alcanzar la máxima adherencia en el neumático.

$$\mu_U = \mu_{\max}$$

En este caso, o bien el frenómetro detiene el proceso calculando consecuentemente la eficacia máxima, o bien el sistema de frenos no es capaz de llegar al umbral del

deslizamiento prefijado en el frenómetro. Éste sigue accionando los rodillos y la rueda no es capaz de pararlos. Esto ocurre fundamentalmente por dos circunstancias. La primera es la más evidente, el sistema de frenos no cumple las condiciones de eficacia máxima. La segunda es que, pese a disponer el vehículo de un sistema de frenos eficaz, el peso que gravita sobre la rueda es insuficiente, por lo que no se alcanza la fuerza de frenada en rueda necesaria para llegar al umbral mínimo de eficacia (esto suele ocurrir en vehículos nuevos, o bien mantenidos, pero con un diseño de cargas, a vehículo vacío, insuficiente en el eje trasero).

Considerando esto, hay que plantear dinámicamente dos sistemas de ecuaciones diferentes.

El primero, representará el caso de régimen permanente o el de frenada progresiva en el que el conductor no llega a máxima adherencia. Aquí, el neumático está en contacto permanente con ambos rodillos del frenómetro.

El segundo sistema de ecuaciones será representativo de frenada progresiva hasta llegar a alcanzar la máxima adherencia. El frenómetro determina la eficacia de frenada del vehículo finalizando la prueba. En el capítulo siguiente, dedicado a ensayos experimentales, se revela (empleando la cámara de alta velocidad) que en este caso el neumático “galopa” apoyando sobre el rodillo trasero (en dirección de marcha del vehículo) y perdiendo el contacto con el rodillo delantero del frenómetro.

Este hecho se documenta convenientemente en el mencionado capítulo y se considera como aportación en esta tesis doctoral, dado que ningún investigador anterior lo ha demostrado científicamente.

Por tanto, para poder conocer cuál es la aceleración angular de la rueda en esas circunstancias se plantean aquí, separadamente, ambos efectos de frenado en rueda.

#### 4.3.1 Ecuación de la dinámica en régimen permanente

Mediante las ecuaciones de la dinámica se muestra la relación entre las fuerzas y pares exteriores que aparecen en las frenadas. En este caso se plantean dichas ecuaciones para frenadas donde se mantienen dos zonas de contacto con los rodillos del frenómetro (Figura 4-8). De dicha ecuación se obtendrá la expresión de la fuerza de frenado en función del resto de variables que la componen. Conocida la fuerza de frenada se podrá calcular el punto de la huella, donde comienza el deslizamiento.

El objeto de conocer la posición del punto de la huella donde comienza el deslizamiento es el de determinar qué porcentaje de la misma posee adherencia y cual deslizamiento. Este hecho puede utilizarse en el futuro para el diseño de nuevos dispositivos ABS.

Las fuerzas que intervienen en un proceso de frenada, en el caso de que el neumático se encuentre en contacto con ambos rodillos, se muestran en la Figura 4-8.

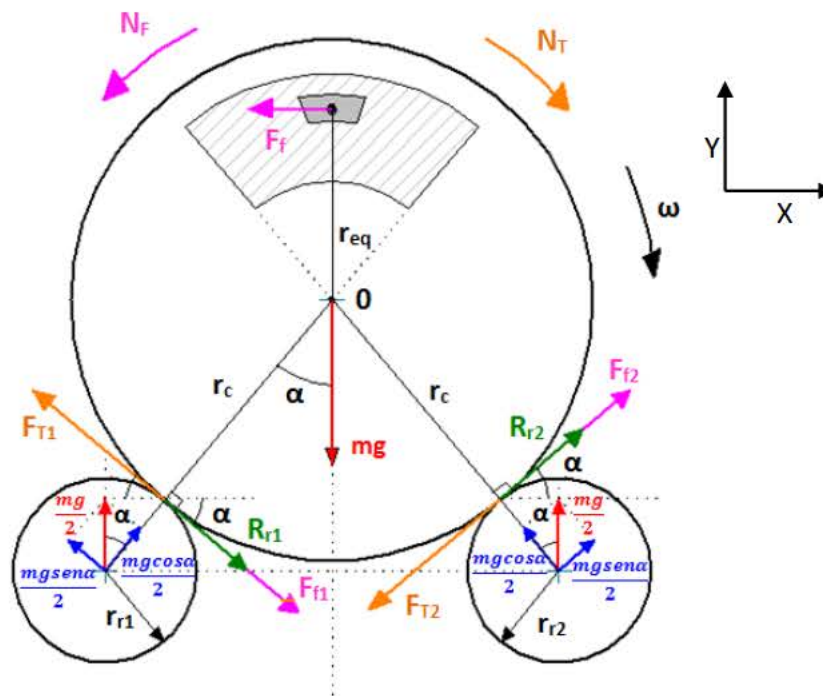


Figura 4-8: Esquema de un neumático en un frenómetro. Frenada en régimen estacionario

Se toma como hipótesis que ambos rodillos del frenómetro accionan al neumático con un par de tracción constante.

Los subíndices corresponden a cada uno de los rodillos, 1 para el trasero y 2 para el delantero.

$F_T$ : Fuerza tractora de los rodillos de arrastre

$F_f$ : Fuerza de frenado proporcionada por el sistema de frenos

$mg$ : Peso en rueda

$R_r$ : Resistencia a la rodadura

$r_c$ : Radio efectivo del neumático en contacto con el rodillo

$r_{r1} = r_{r2} = r_r$ : Radio rodillo del frenómetro

La fuerza total de tracción en el contacto va a ser igual a la suma de la fuerza de frenado y la resistencia a la rodadura.

$$F_T = F_f + R_r$$

En la Figura 4-8, la fuerza total de tracción  $F_T$  se descompone por igual en ambos rodillos del frenómetro dando lugar a dos esfuerzos de tracción  $F_{T1} = F_{T2}$ .

Análogamente, la fuerza de frenado total se descompone en dos fuerzas de frenada iguales, en cada uno de los rodillos. Este esfuerzo de frenado proviene del par que se desarrolla en el propio sistema de frenos del vehículo (más adelante se plantea el cálculo de la fuerza de frenado que desarrolla un freno de disco).

En estas circunstancias el conductor mantiene una cierta posición que acciona el pedal de freno, dando lugar a una determinada fuerza de frenado en rueda.

Obsérvese en este caso que la reacción normal del peso de la rueda aparece en la recta que une el centro del rodillo con el centro O de la rueda, verificándose que:

$$F_{T1} = F_{T2} = \mu \frac{m \cdot g \cdot \cos \alpha}{2}$$

En este caso, se plantea la ecuación dinámica cuando el neumático rueda, con un cierto deslizamiento  $i$ , sobre ambos rodillos. El centro  $O$  de la rueda permanece en una determinada posición, determinada por las relaciones geométricas existentes entre la distancia entre rodillos y la situación simétrica de la rueda entre ambos que, debido al peso, gravita entre ellos y se deforma la banda de rodadura hasta alcanzar un radio efectivo,  $r_c$ .

Accionados por un motor eléctrico, los rodillos transmiten un par a la rueda  $N_T$ , que se distribuye simétricamente en dos áreas de contacto (compuestas de longitud  $l_c^*$  y  $b_c$ ) generando sendos esfuerzos de tracción iguales  $F_{T1}$  y  $F_{T2}$ .

Dada la rigidez del neumático, se supone en este caso que el ancho de la rueda,  $b_c$ , coincide con el que se produce cuando la rueda pisa en suelo horizontal plano. Difieren ambas pisadas (la horizontal plana y de la pisada curvilínea) en su longitud vista desde el sentido de la marcha. En este caso, el peso que gravita sobre la rueda se distribuye simétricamente en ambos rodillos del frenómetro, por lo que la pisada posee una longitud  $l_c^*$  inferior a la pisada sobre plano,  $l_c$ , por dos motivos. El primero es que en este caso se verifica un contacto de dos curvaturas distintas: la de la rueda y la del rodillo del frenómetro. El segundo motivo es que al soportar el contacto la mitad de la carga vertical, el área de contacto total es mayor que la suma de las dos áreas de contacto en cada uno de los dos rodillos.

En estas condiciones puede expresarse que:

$$b_c \cdot l_c > 2 \cdot b_c \cdot l_c^*$$

Luego

$$l_c > 2 \cdot l_c^*$$

Dado que existen diferentes fabricantes de frenómetros y que no todos ellos adoptan la misma configuración para su equipo, la distancia entre rodillos se trata de una variable a tener en cuenta, a pesar de que el reparto de pesos mantiene siempre la simetría vertical. Al modificar dicha distancia se van a ver afectadas el área de contacto y la fuerza de frenado (Figura 4-9).

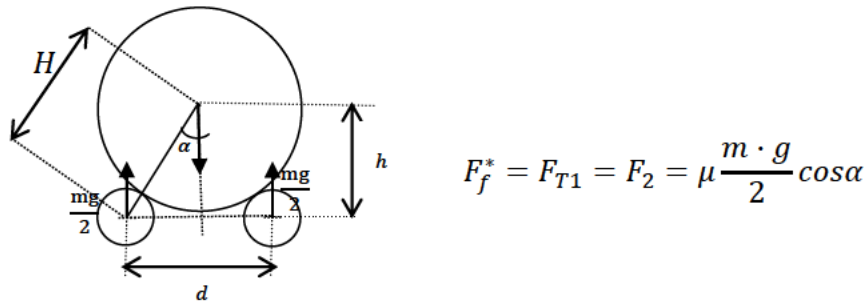


Figura 4-9: Distribución simétrica del peso

A medida que aumenta  $d$  (se separan los rodillos), el valor de  $\cos \alpha$  crece y por tanto también lo hace la fuerza de frenado,  $F_f^*$ .

$$\cos \alpha = \frac{h}{H}$$

$$H = r_c + r_r$$

Por tanto, se llega a:

$$\cos \alpha = \frac{h}{r_c + r_r}$$

La altura  $h$  depende del diseño del frenómetro, dado que está relacionada con la distancia entre rodillos  $d$ . En el artículo [34], Senabre concluye mediante experimentaciones que este valor puede afectar hasta un 11% para diferencias máximas de 40mm. También depende del diseño el radio de sus rodillos ( $r_r$ ). El neumático en contacto con los rodillos tiene un radio ( $r_c$ ) y su valor oscila

dependiendo del tipo de vehículo. Esto justifica la existencia de dos tipos de frenómetro: para vehículos ligeros y para vehículos pesados.

Para valores de diseño del frenómetro conocidos, y  $r_c$  acotado por el tipo de vehículo:

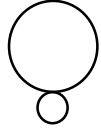
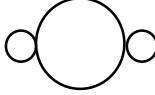
	$\alpha = 0^\circ \quad \cos\alpha = 1$	$h = r_c + r_r$
	$\alpha = 90^\circ \quad \cos\alpha = 0$	$h = 0$

Tabla 4-1: Relación de reparto según distancia entre rodillos

Teniendo en cuenta que en este apartado, se consideran dos contactos (uno con cada rodillo), puede tomarse como hipótesis que la fuerza  $F_x$  calculada anteriormente partiendo del modelo de Dugoff, es ahora,  $F_x^*$ :

$$F_x^* = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (3x_j^2 - l_c^{*2})$$

siendo  $l_c^*$  la longitud de cada una de las dos huellas de contacto.

Además se tiene que:

$$F_x = 2 \cdot F_x^*$$

dado el reparto simétrico de cargas existentes.

Hechas estas consideraciones y, partiendo de la situación inicial anteriormente descrita, el conductor empieza a frenar la rueda, embalada por sendas fuerzas  $F_{T1}$  y  $F_{T2}$ . Por simetría, ambas fuerzas se consideran iguales. Aparece, pues, un par de



frenada  $N_T$  que se transforma en dos fuerzas iguales de fricción  $F_{f1}$  y  $F_{f2}$  en el contacto neumático-rodillos del frenómetro.

Además, los órganos y elementos mecánicos móviles que componen el frenómetro, junto con aquellos pertenecientes a la rueda neumática, presentan una resistencia a ese movimiento (resistencia a la rodadura),  $R_{r1}$  y  $R_{r2}$ . Por motivos análogos, se supone que  $R_{r1}$  y  $R_{r2}$  son iguales y de valor constante.

En un contacto entre superficies curvas, la resistencia a la rodadura es mayor que la resistencia a la rodadura cuando el contacto del neumático se verifica sobre un plano, debido principalmente a la mayor deformación que sufre el neumático en el primer caso, lo que conlleva una mayor aportación de energía para poder realizar la deformación y posterior recuperación.

Según las indicaciones de Clark [31], para la evaluación de la resistencia de rodadura de un neumático rodando sobre dos rodillos de radio inferior se considera:

$$R_{r \text{ rodillos}} = R_{r1} + R_{r2} = \frac{2}{\cos \alpha} \cdot R_{r \text{ plano}} \cdot \left(1 + \frac{r}{r_r}\right)^{1/2}$$

siendo:

$R_{r \text{ rodillos}}$ : Resistencia a la rodadura sobre rodillos

$R_{r \text{ plano}}$ : Resistencia a la rodadura sobre plano

$r$ : radio de la rueda libre

$r_{r1} = r_{r2} = r_r$ : radio de rodillo de arrastre

A medida que el conductor va pisando el pedal de freno, el par de frenada en rueda va aumentando y tratando de compensar el par  $N_T$  de tracción.

Existen dos tipos de controladores del par  $N_T$  de tracción en el frenómetro. El más habitual se basa en un fenómeno pasivo. La rueda frena los rodillos, se supone que el motor eléctrico del frenómetro posee potencia suficiente como para soportar el

sistema de frenos del vehículo. Entonces la rueda no disminuye la velocidad angular de los rodillos. El otro controlador (inexistente actualmente en el mercado) varía su intensidad a medida que aumenta el par de frenado en rueda, garantizando una velocidad angular constante.

En cualquier caso, los pares antagonistas que aparecen contra el par motor, son el par de frenada, junto al par de resistencia a la rodadura. Aplicando el teorema del momento cinético en el centro  $O$  del neumático,

$$\frac{d\vec{L}_O}{dt} = \Sigma \vec{N}_{ext}$$

siendo,

$$\vec{L}_O = I_O \cdot \vec{\omega}$$

donde  $I_O$  es el momento de inercia del neumático, respecto a su centro  $O$ .

$$I_O = \frac{1}{2} \cdot m_r \cdot r^2$$

siendo,

$m_r$ : masa de la rueda

$r$  : radio de la rueda libre

Además,  $\Sigma \vec{N}_{ext}$  representa el par que las fuerzas exteriores existentes ejercen sobre el centro  $O$ . En estas condiciones, se tiene escalarmente que:

$$N_T - (F_f + R_r) \cdot r_c = \frac{dL_O}{dt} = I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

La fuerza total de frenada es un dato experimental proporcionado por el frenómetro. Numéricamente,

$$F_f = F_{f1} + F_{f2} = \frac{N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}}{r_c}$$

nótese aquí que  $R_r$  e  $I_O$  son valores conocidos.

Para cada valor de fuerza en el pedal ejercida por el conductor, se tiene una fuerza de frenada correspondiente en rueda y, por tanto, un cierto valor de deceleración angular  $\frac{d\omega}{dt}$ .

Como la expresión en la que se define la fuerza de frenado longitudinal desarrollada anteriormente es:

$$F_x^* = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (3x_j^2 - l_c^2)$$

Por tanto,

$$F_f = F_x = 2 \cdot F_x^* = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{(1-i)} (3x_j^2 - l_c^{*2})$$

siendo  $F_x$  la fuerza de frenada que el frenómetro indica en los ensayos,  $F_f$ .

Por tanto, sustituyendo dicha fuerza en la ecuación anterior:

$$N_T - (F_f + R_r) \cdot r_c = I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

es decir, la ecuación representativa del movimiento sería:

$$N_T - R_r \cdot r_c + \frac{r_c \cdot K_x \cdot b_c \cdot i}{(1-i)} (3x_j^2 - l_c^{*2}) = I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

En esta ecuación se consideran constantes el par de tracción ( $N_T$ ), la resistencia a la rodadura ( $R_r$ ), la rigidez longitudinal ( $K_x$ ), las dimensiones de la huella ( $b_c, l_c^*$ ) y el radio de contacto ( $r_c$ ). Este último, debido a que en este tipo de frenada se mantiene el neumático en contacto con los dos rodillos y la distribución del peso es simétrica, se considera que su valor no varía. El deslizamiento ( $i$ ) y el punto donde comienza el deslizamiento ( $x_j$ ) son dependientes del tiempo.

La posición  $x_j$  de la huella de contacto donde comienza a producirse el deslizamiento viene determinada por la expresión:

$$x_j^2 - \frac{l_c^{*2} \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c + (1 - i) \cdot (N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt})}{3 \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c} = 0$$

es decir,

$$x_j = \pm \sqrt{\frac{l_c^{*2} \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c + (1 - i) \cdot (N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt})}{3 \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}}$$

En una frenada progresiva la fuerza de frenada crece a la vez que avanza el tiempo, para el instante  $t_1$  donde ya se está actuando una fuerza de frenada, se tiene un valor de  $x_j$ , delimitando la zona de adherencia y deslizamiento en la huella. En este punto tenemos un valor de deslizamiento de entre el 0-10%, tal como indica Aparicio [39] (Figura 4-2).

A medida que aumenta la fuerza de frenada, aumenta el valor de  $x_j$ . Y por tanto disminuye el deslizamiento.

En el instante  $t_2$  en el que la fuerza de frenada es máxima, el valor de deslizamiento según Aparicio [39] será un valor entre 10-30%, (Figura 4-2) y  $x_j$  tiene un valor menor que en instante  $t_1$  haciendo que la huella aumente su zona de adherencia disminuyendo la de deslizamiento.

Puede observarse esta evolución en la Figura 4-10.

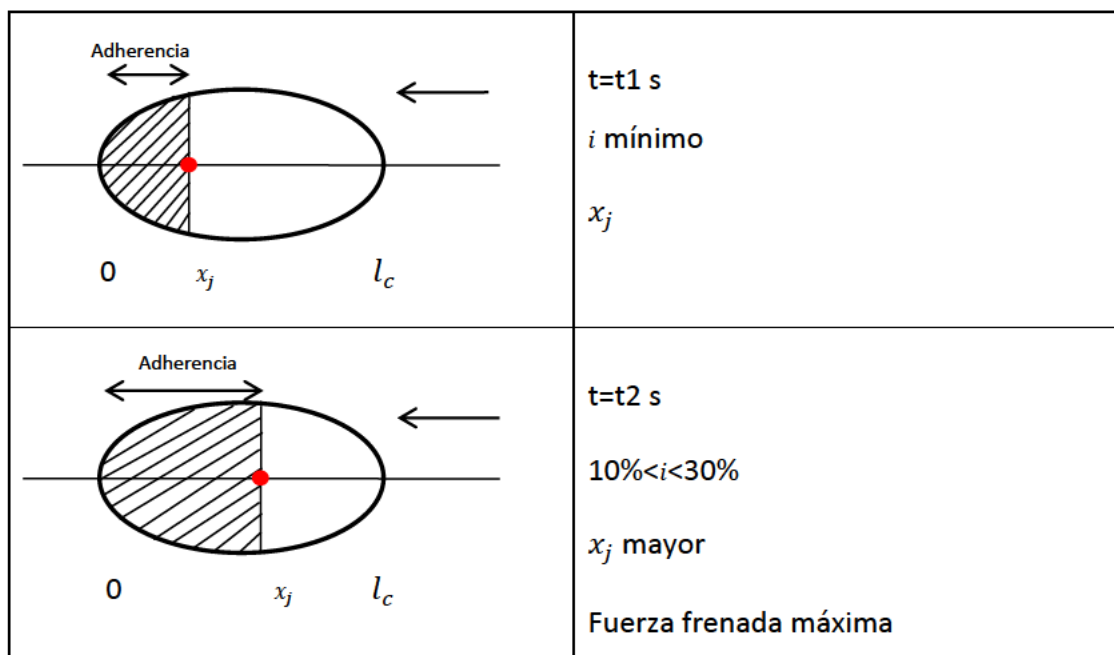


Figura 4-10: Evolución del punto  $x_j$  en función del tiempo en frenada progresiva

Puede concluirse que, en estas condiciones, existe un valor de fuerza de frenada en la que se alcanza la máxima adherencia para un área determinada de la huella de contacto, en función del valor de deslizamiento  $i$ .

#### 4.3.2 Ecuación de la dinámica para una frenada de máxima adherencia

El objetivo de un frenómetro es determinar la eficacia del sistema de frenos de un vehículo. Dicho de otra manera, determinar la máxima relación existente entre la fuerza de frenado total que proporciona el sistema de frenos, respecto de la masa del mismo. Según esta definición, el concepto de eficacia de frenada es equivalente al concepto de adherencia en la frenada.

En estas circunstancias, el conductor durante la prueba, va accionando el pedal de freno de forma progresiva. A medida que aumenta la fuerza en el pedal de freno va aumentando la fuerza de frenado en rueda.

Llega un momento en el que la rueda, debido al par antagónico generado contra el par motor de los rodillos del frenómetro, despegue del rodillo delantero (visto en sentido de la marcha del vehículo). Esto, se demuestra en el capítulo dedicado a ensayos experimentales, empleando una cámara de alta velocidad.

La rueda neumática galopa retrocediendo sobre el rodillo trasero del frenómetro, de forma tal que su centro describe un arco circular de radio  $r_c + r_r$  tomando el eje del rodillo como punto de apoyo, hasta llegar al punto donde se alcanza la adherencia máxima (fuerza de frenado máxima). El frenómetro detiene el movimiento de los rodillos y memoriza el valor de la fuerza máxima de frenada obtenida.

El proceso se realiza de forma simultánea en las dos ruedas del mismo eje del vehículo.

A diferencia con el caso anterior, en la frenada en máxima adherencia se produce el despegue del neumático del rodillo delantero del frenómetro (Figura 4-11). De la geometría de su diseño ( $d$  y  $h$  Figura 4-9), de la relación de la fuerza de frenado y del peso que gravita en el eje que se tenga en cada caso, dependerá que el despegue se realice con un ángulo  $\beta$  mayor o menor.

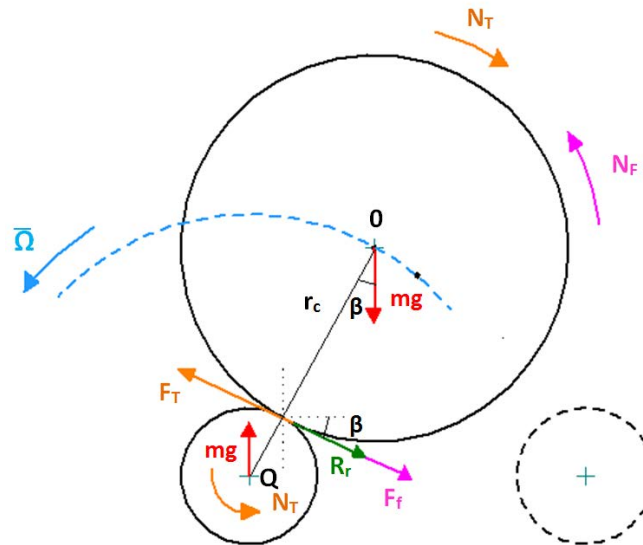


Figura 4-11: Esquema de un neumático en un frenómetro. Frenada en régimen máxima adherencia

La fuerza total de frenado se producirá exclusivamente en el rodillo trasero, como consecuencia de que el peso en rueda del vehículo gravita sobre él en su totalidad.

En este caso, se verifica que

$$F_{f2} = 0$$

$$F_{f1} + F_{f2} = F_f$$

siendo:

$F_f$ : Fuerza de frenado total del frenómetro

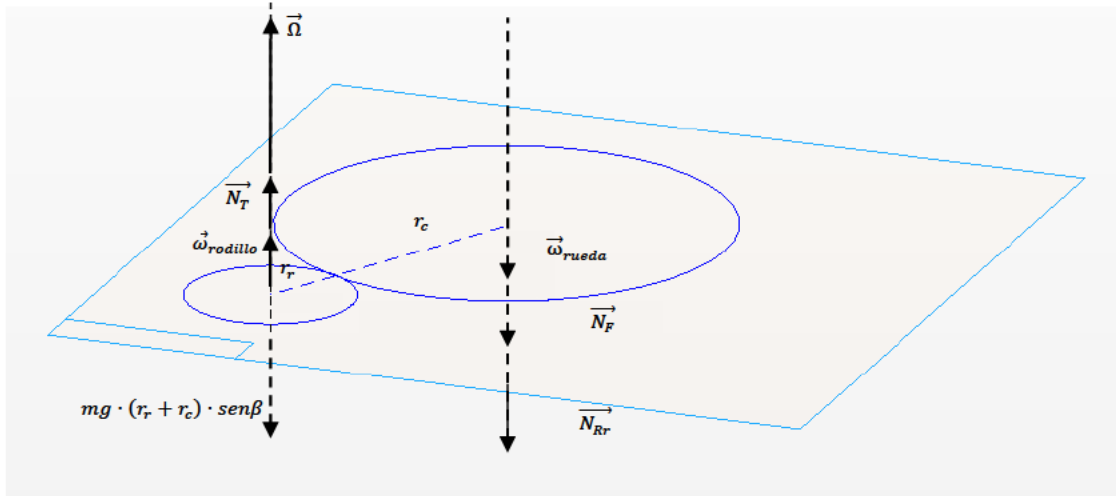


Figura 4-12: Esquema de fuerzas y momentos en un frenómetro

Una vez despegada la rueda del rodillo del eje delantero, el peso de la misma provoca un par

$$mg \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta$$

tal que se opone al par de tracción constante,  $\overrightarrow{N_T}$ , del radio trasero del frenómetro. A, su vez, el conductor va aumentando progresivamente el par de frenada,  $\overrightarrow{N_F}$  (Figura 4-12). La resistencia a la rodadura,  $R_r$ , también provoca un par que se opone al movimiento del rodillo.

Dado que  $N_T$  es un par superior al de frenada existe una posición ( $\beta = 0$ ) tal que la componente del peso cambia de signo, oponiéndose a la fuerza de frenada. Esto obliga a que por diseño de los parámetros  $d$  y  $h$  del frenómetro (Figura 4-9) el ángulo  $\beta$  nunca debería ser igual a cero. Un diseño erróneo en este sentido haría que el resultado del frenómetro fuese erróneo.

Aclarado este punto se tiene que  $\beta$  queda acotado entre  $\arccos \frac{h}{r_c + r_r}$  y 0.



El conductor sigue aumentando la fuerza de frenado,  $F_f$ , hasta llegar al límite de adherencia de la rueda, alcanzando su máximo valor. Esta fuerza de frenada máxima en rueda se opone al par de tracción  $N_T$  del rodillo.

Como se quiere calcular aquí cual es el valor del ángulo  $\beta$  para el que se alcanza la máxima adherencia, hay que plantear las ecuaciones de la dinámica referidas al punto Q de giro del rodillo del frenómetro, que es un punto fijo, y por tanto tomaremos como origen del sistema de referencia inercial. Por la existencia de una velocidad angular, que llamamos  $\vec{\Omega}$ , invariante del movimiento plano, se sabe que:

$$\vec{\Omega} = \vec{\omega}_{rodillo} + \vec{\omega}_{rueda}$$

Cada uno de los dos sumandos del segundo miembro afectado por su signo respectivo. La velocidad angular del rodillo es constante. En cambio, la velocidad angular de la rueda que, en un principio, cuando era solidaria a ambos rodillos del frenómetro y a su vez vencida la resistencia a la rodadura, era idéntica a la velocidad de ellos (Figura 4-13, Figura 4-14).

$$\text{Para } t_0 \quad \vec{\omega}_{rodillo} = \vec{\omega}_{rueda} = cte$$

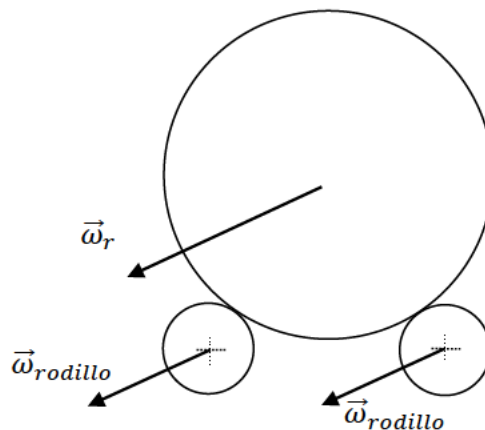


Figura 4-13: La rueda neumática, inicialmente, impulsada por los rodillos del frenómetro

Una vez comienza a frenar el conductor, ésta va disminuyendo hasta alcanzar una velocidad angular  $\omega^s$  en la que la rueda despegas del rodillo delantero. El conductor sigue aumentando la fuerza en el pedal del freno hasta llegar a un valor  $\omega^{s*}$  en el que se produce la frenada de máxima adherencia.

En la Figura 4-14 se muestra esto gráficamente.

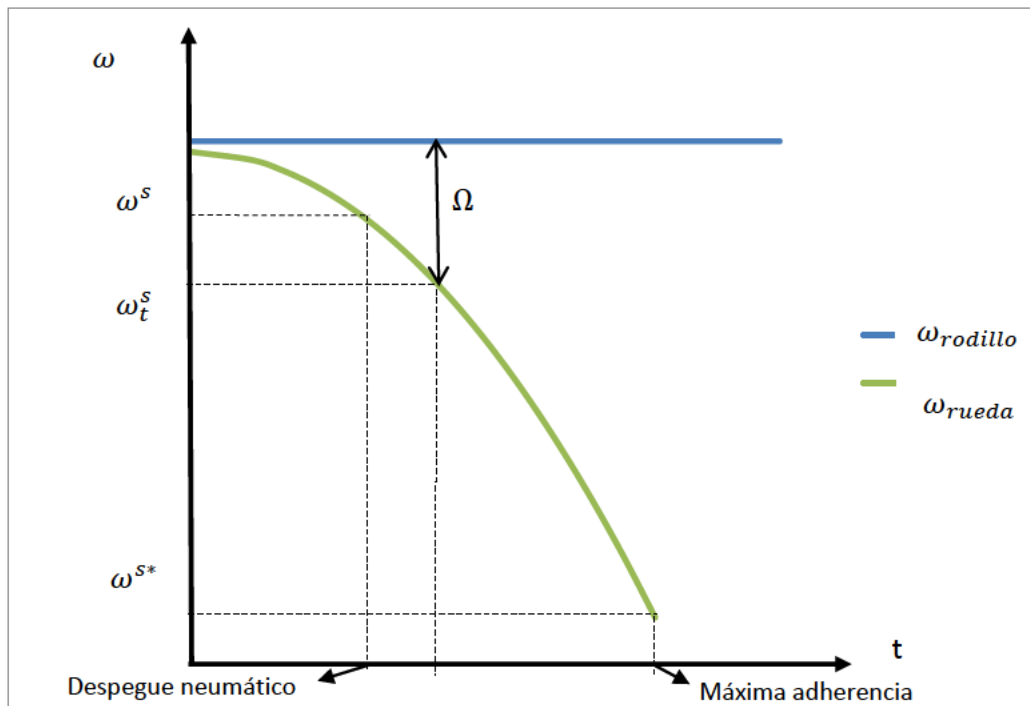


Figura 4-14: Velocidades angulares durante la frenada en el frenómetro

Suponiendo que el fenómeno es de una duración en el tiempo muy corta, no hay disipación de energía (sistema conservativo), entonces puede ponerse que:

$$\omega_{rodillo} = \Omega + \omega_t^s$$

en el intervalo temporal en el que la rueda ya ha despegado.

Siendo  $\omega_t^s$  es la velocidad angular del neumático respecto de su centro, O.

Derivando respecto del tiempo la expresión anterior,

$$\frac{d\Omega}{dt} = -\frac{d\omega_t^s}{dt}$$

o lo que es lo mismo:

$$\frac{d\Omega}{dt} = -\frac{d^2\beta}{dt^2}$$

Siendo  $\beta$  el ángulo que forma el radiovector que une el centro de la rueda con el del rodillo, con respecto de la vertical.

Hechas todas estas consideraciones la expresión del momento cinético resultante respecto del sistema de referencia inercial, es:

$$\vec{L}_{TOTAL} = \vec{L}_{Rodillo}|_Q + \vec{L}_{rueda}|_Q$$

$$\vec{L}_{Rodillo}|_Q = I_{Rodillo} \cdot \vec{\omega}_{Rodillo}$$

$$\vec{L}_{rueda}|_Q = I_{rueda(Q)} \cdot \vec{\Omega}$$

luego,

$$\vec{L}_{Rodillo}|_Q = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot r_r^2 \cdot \vec{\omega}_R$$

$$\vec{L}_{rueda}|_Q = \left[ \frac{1}{2} \cdot r_c^2 + (r_r + r_c)^2 \right] \vec{\omega} \cdot m_r$$

$$\vec{L}_{TOTAL}|_Q = \frac{1}{2} \cdot m_R \cdot r_r^2 \cdot \vec{\omega}_R + \left[ \frac{1}{2} \cdot r_c^2 + (r_r + r_c)^2 \right] \vec{\Omega} \cdot m_r$$

siendo:

$m_r$ : masa de la rueda

$m_R$ : masa del rodillo

$r_c$ : radio del contacto de la rueda contra el rodillo

$r_r$ : radio del rodillo

$\Omega$ : velocidad del centro de la rueda respecto de Q

$\omega_R$ : velocidad del rodillo (constante)

$\omega$ : velocidad de la rueda

Derivando,

$$\frac{d\vec{L}_{TOTAL}}{dt} = \left. \frac{d\vec{L}_{Rodillo}}{dt} \right|_Q + \left. \frac{d\vec{L}_{rueda}}{dt} \right|_Q = m_r \left[ \frac{1}{2} \cdot r_c^2 + (r_r + r_c)^2 \right] \frac{d\vec{\Omega}}{dt}$$

ya que  $\frac{d\vec{L}_{Rodillo}}{dt} = 0$  al ser  $\vec{\omega}_R$  constante.

El par en Q, debido a las fuerza exteriores es:

$$N_T - N_F - N_{Rrodadura} - mg \cdot \text{sen}\beta(r_r + r_c)$$

Por tanto, aplicando el teorema del momento cinético se tiene que:

$$m_r \left[ \frac{1}{2} \cdot r_c^2 + (r_r + r_c)^2 \right] \frac{d\vec{\Omega}}{dt} = N_T - [(F_f + R_r) \cdot r_r + mg \cdot \text{sen}\beta(r_r + r_c)]$$

Siendo ésta la ecuación de la dinámica del movimiento del neumático respecto del punto Q, para una frenada en régimen de máxima adherencia.

Representa el movimiento de retroceso que sufre el neumático respecto de Q, durante este tipo de frenada.

Integrando, y haciendo  $m_r \left[ \frac{1}{2} \cdot r_c^2 + (r_r + r_c)^2 \right] = M$

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{1}{M} [N_T - (F_f + R_r) \cdot r_r - mg \cdot \text{sen}\beta \cdot (r_r + r_c)]$$

Se debe tener en cuenta que tanto el valor de radio de contacto ( $r_c$ ) y el valor de  $\beta$  son dependientes del tiempo. E el esfuerzo de frenado en rueda,  $F_f$ , es un valor progresivo y constante en el tiempo,

$$F_f = \xi \cdot t$$

siendo  $\xi$  la proporción de esfuerzo que el conductor ejerce en el pedal

Al igual que en el apartado anterior, para conocer el valor del  $x_j$  debemos partir de la ecuación del movimiento. De ésta puede despejarse el valor de la fuerza de frenada,

$$F_f = \frac{N_T - \left[ m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta + R_r \cdot r_r + M \cdot \frac{d\Omega}{dt} \right]}{r_r}$$

Teniendo en cuenta la relación entre  $\beta$  y  $\Omega$ .

$$F_f = \frac{N_T - \left[ m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta + R_r \cdot r_r - M \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \right]}{r_r}$$

Para este caso, en el que el contacto es sobre un único rodillo, la fuerza longitudinal en la huella desarrollada anteriormente y la fuerza de frenada del sistema de ecuaciones planteado son iguales:

$$F_x = F_x^*$$

Sustituyendo la fuerza de frenado en la ecuación del modelo,

$$F_x^* = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (3x_j^2 - l_c^{*2})$$

se obtiene,

$$\frac{N_T - \left[ m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta + R_r \cdot r_r - M \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \right]}{r_r} = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{(1-i)} (3x_j^2 - l_c^{*2})$$

La posición  $x_j$  de la huella de contacto donde comienza a producirse el deslizamiento, en el caso de contacto con un único rodillo, viene determinada por la expresión:

$$x_j^2 - \frac{(1-i) \left[ N_T - m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta - R_r \cdot r_r + M \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \right] + 3 \cdot l_c^{*2} \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}{3 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r} = 0$$

Las soluciones de dicha ecuación son:

$$x_j = \pm \sqrt{\frac{(1-i) \left[ N_T - m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta - R_r \cdot r_r + M \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \right] + 3 \cdot l_c^{*2} \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}{3 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}}$$

En la Tabla 4-2 se muestran las ecuaciones para conocer el punto  $x_j$  para cada uno de los tipos de frenada a estudiar.

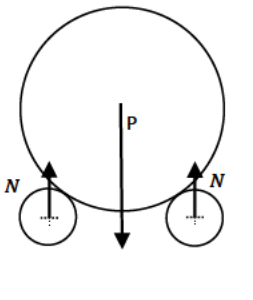
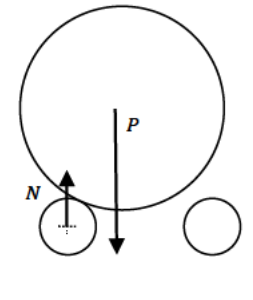
	<p>Régimen permanente</p>	$x_j = \pm \sqrt{\frac{l_c^{*2} \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c + (1 - i) \cdot \left( N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt} \right)}{3 \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}}$
	<p>Régimen de máxima adherencia</p>	$x_j = \pm \sqrt{\frac{(1 - i) \left[ N_T - m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen} \beta - R_r \cdot r_r + M \cdot \frac{d^2 \beta}{dt^2} \right] + 3 \cdot l_c^{*2} \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}{3 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}}$

Tabla 4-2 : Ecuaciones del punto de comienzo de deslizamiento para dos estados de frenada

#### 4.4 Fuerza proporcionada por el sistema de frenos de un vehículo

En el caso de la presente tesis se utiliza un vehículo con frenos de disco por lo que se debe calcular cual será la fuerza de este tipo de sistema de frenos.

En este tipo de freno, la fuerza de frenado se obtiene por la aplicación de fuerzas axiales sobre un disco solidario con el eje de la rueda. En la Figura 4-15 se representa el esquema de un freno de disco:

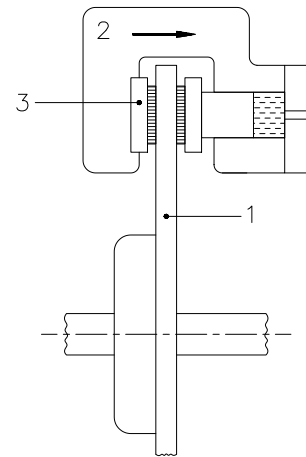


Figura 4-15: Freno de disco

El dispositivo está formado por el disco propiamente dicho (1) que se encuentra atornillado a la rueda y por la mordaza o pinza de freno (2) que aloja en su interior a uno o dos bombines hidráulicos. Entre los bombines y el disco se interpone una pastilla o placa de freno (3) de alto coeficiente de fricción. La pastilla va montada sobre la pinza de freno de tal manera que cuando la presión hidráulica desplaza los pistones de los bombines, éstos ejercen una fuerza sobre la pastilla que, a su vez, presiona contra el disco, deteniendo su movimiento.

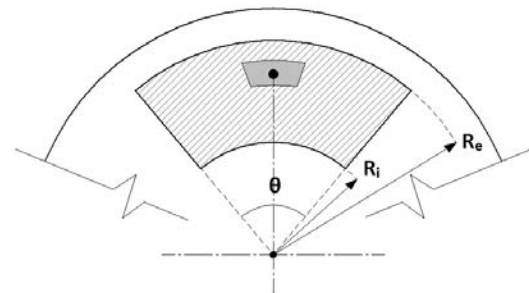
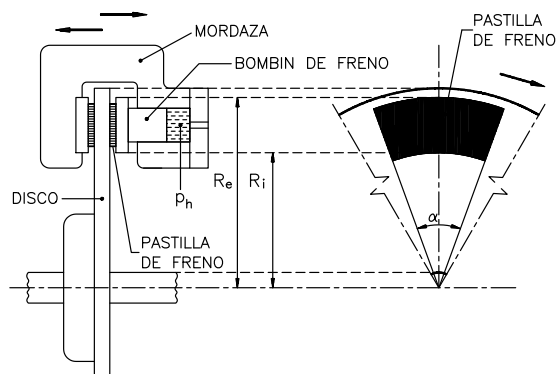


Figura 4-16: Pastilla de freno de disco

En la Figura 4-16 se representa un freno de disco de un solo bombín hidráulico. En este caso la pastilla derecha es empujada por el cilindro hasta que contacta con el



disco. Debido a la posibilidad de desplazamiento de la mordaza respecto al disco a través guías perpendiculares a éste, la presión hidráulica sobre el fondo del bombín desplaza la mordaza transversalmente y presiona la otra pastilla.

En un freno de disco, para un punto perteneciente a la pastilla de freno (Figura 4-16) el par de frenado total, suponiendo presión constante en el circuito de frenos, es:

$$dN = r \cdot dF_t$$

Se define el diferencial de fuerza tangencial para ese mismo punto perteneciente en la pastilla de freno como:

$$dF_t = \mu_r \cdot dF_n$$

a su vez su componente normal es:

$$dF_n = p \cdot ds$$

$$ds = r \cdot d\theta \cdot dr$$

Como la fuerza actúa en ambas caras del disco

$$dF_t = 2 \cdot \mu_r \cdot p \cdot r \cdot d\theta \cdot dr$$

Por tanto, el par generado por dicha fuerza es:

$$dN = 2 \cdot r^2 \cdot \mu_r \cdot p \cdot dr \cdot d\theta$$

Integrando,

$$N = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^\theta 2 \cdot r^2 \cdot \mu_r \cdot p \cdot dr \cdot d\theta$$

el par de frenado total se puede expresar,

$$N_F = \frac{2}{3} \cdot \theta \cdot \mu_r \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3)$$

El par de frenado en las dos pastillas,

$$N_F = F_F \cdot r_d$$

siendo:

$F_F$  : fuerza en las dos pastillas de frenos

$N_F$ : par de frenado

$r_d$ : radio equivalente

La fuerza de frenado es:

$$F_F = \int_{R_i}^{R_e} \int_0^\theta r \cdot \mu_r \cdot p \cdot dr \cdot d\theta$$

$$F_F = \theta \cdot \mu_r \cdot p \cdot (R_e^2 - R_i^2)$$

Pudiendo así definir el radio equivalente como,

$$r_d = \frac{N}{F_t} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}$$

siendo:

$\mu_r$ : coeficiente de rozamiento

$p$ : presión

$R_e$ : radio exterior de la pastilla de freno

$R_i$ : radio interior de la pastilla de freno

$\theta$ : ángulo que abarca la pastilla de freno

La fuerza de frenado en llanta ( $F'_x$ ) definida anteriormente en este capítulo es la misma que la fuerza de frenado que ofrece el sistema de frenos ( $F_F$ ),

$$F_F = F'_x$$

$$\theta \cdot \mu_r \cdot p \cdot (R_e^2 - R_i^2) = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{2(1-i)} (3x_j'^2 (1-i)^2 - l_c^2)$$

Como se puede observar la fuerza de frenado depende exclusivamente de parámetros de diseño del dispositivo.



### **5. Contacto neumático-cilindro de menor radio**

Tal y como se comenta en el capítulo 4, en esta tesis se plantean las ecuaciones del movimiento de un neumático frenando sobre los dos rodillos del frenómetro. Se distinguen dos circunstancias: neumático frenando simultáneamente sobre ambos rodillos y neumático frenando sólo sobre uno de ellos (que como se verá más adelante es el caso de máxima adherencia). En este capítulo se analizan, además, las diferencias que existen entre el contacto del neumático sobre una superficie plana (calzada) y el contacto entre el neumático y ambos rodillos de forma simultánea o, bien, el contacto con uno sólo de ellos (rodillo trasero, tal y como se explica en el capítulo anterior).

Se muestran, además, resultados de una serie de pruebas experimentales realizadas en laboratorio. Esencialmente, consisten en obtener las huellas de pisada del neumático contra una superficie plana y las huellas del neumático apoyando simultáneamente sobre ambos rodillos. Con esto se aprecian diferencias existentes entre ambos tipos de contacto.

En el capítulo 4, se calcula y se demuestra que debido a la propia geometría de la pisada del neumático respecto de los rodillos, al estar estos separados una cierta distancia  $d$ , la reacción tangencial del apoyo y la normal al contacto, hacen que parte del peso de la rueda se compense horizontalmente, dando lugar a una reacción menor que en el caso de pisada horizontal y, por tanto, la huella es de menores dimensiones. Allí se decía que:

$$b_c \cdot l_c > 2 \cdot b_c \cdot l_c^*$$

donde  $b_c$  era el ancho de la pisada del neumático (que se suponía constante en ambos casos),  $l_c$  era la longitud de la huella en el contacto plano y  $l_c^*$  era la longitud de la huella en el contacto del neumático con uno de los rodillos. En estas circunstancias, al ser el área total de contacto distinta en ambos casos, cabe esperar fuerzas de frenado diferentes.

En la Figura 5-1, se muestran gráficamente ambos casos. Ambas huellas corresponden al mismo neumático sometido a la misma carga vertical y a la misma presión de inflado. Se puede observar el esquema de ambos contactos, el proceso de impresión de las huellas, el resultado y las dimensiones.

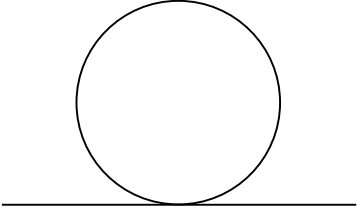
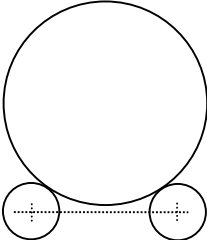


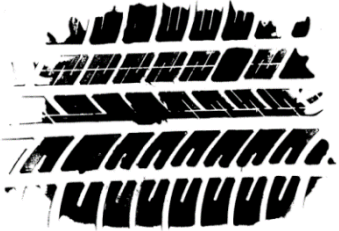

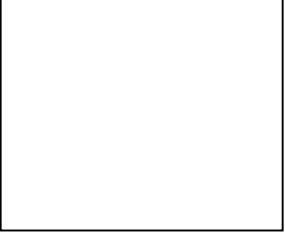
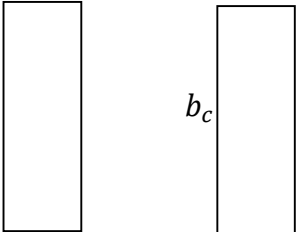
CALZADA	FRENÓMETRO
	
	
	
$l_c$  $b_c$	$l_c^*$ $l_c^*$  $b_c$ $b_c$

Figura 5-1: Huellas de contacto neumático-superficie (superficie plana frente a rodillos)

A simple vista, puede observarse que en el caso de contacto de la rueda con ambos rodillos, la huella reduce su longitud,  $l_c$ , y se mantiene constante el ancho  $b_c$ . A cambio, existirán dos huellas de contacto que soportan el mismo peso. Se observa que el área de contacto en este caso es inferior al área de contacto cuando el neumático se apoya en una superficie plana.

No obstante, recordando los capítulos de tribología estudiados en la carrera, tal y como enunció Guillaume Amontons, cuando redescubrió las leyes del rozamiento estudiando el deslizamiento seco de dos superficies planas, se postula que:

- La fuerza de rozamiento se opone al movimiento de un bloque que desliza sobre un plano.
- La fuerza de rozamiento es proporcional a la fuerza normal que ejerce el plano sobre el bloque.
- La fuerza de rozamiento no depende del área aparente de contacto.

Estas conclusiones las obtiene para superficies rígidas que mantienen un contacto plano. En esta tesis doctoral el neumático rueda sobre una superficie rígida cóncava y de menor curvatura que él. Por estas circunstancias, las aseveraciones de Amontons no tienen por qué cumplirse exactamente en el caso objeto de nuestro estudio.

La banda de rodadura conecta al neumático con la pista o suelo y en la interacción de ambos elementos deben lograrse las fuerzas necesarias para proporcionar los esfuerzos longitudinales y transversales requeridos para la tracción, frenado y control de la trayectoria del vehículo. Debe, por tanto, proporcionar la máxima adherencia longitudinal y transversal, tanto en pista seca como mojada y con el mínimo desgaste. Naturalmente, la estructura del neumático y la naturaleza de los materiales empleados, condicionan estas características, pero también quedan condicionadas por el dibujo de la banda de rodadura, resultante de la distribución sobre ella de elementos tales como nervios, tacos, ranuras, y estrías.



La función principal del dibujo es la evacuación del agua de la zona de contacto, cuando rueda sobre una pista mojada. Un neumático liso suele ofrecer mayor adherencia que otro con dibujo cuando rueda sobre superficies duras y secas, en cambio, disminuirá rápidamente la adherencia al aumentar la velocidad, si lo hace superficie mojada. El dibujo también modifica la relación entre la adherencia lateral y longitudinal del neumático, de ahí que los diseños se deben adaptar a las prestaciones deseables.

Aunque existe gran variedad de diseños de bandas de rodamiento, podemos citar tres configuraciones básicas:

- A) Acanaladas y nervios orientados en sentido circunferencial
- B) Tacos o nervios y acanaladuras en sentido transversal
- C) Diseños para usos especiales

El tipo A, y sus variantes, es el más común y ofrece un buen servicio de conjunto para todas las posiciones de las ruedas. Proporciona mejor adherencia transversal que otros tipos y un desgaste uniforme. Tiene ventajas para ruedas directrices no motrices.

El tipo B, ofrece mejores prestaciones en ruedas motrices por su mayor adherencia longitudinal.

El tipo C, y variantes, se caracteriza por disponer de elementos orientado en ambos sentido (longitudinal y transversal), presentan ranuras más amplias, profundas y con laterales inclinados para una mejor autolimpieza. Son tipos destinados a vehículos extraviarios y a neumáticos para barro- nieve (tipo M+S).

La relación entre el área teórica y el área real con el suelo, en estos tres tipos básicos decrece del A al C, alcanzando valores aproximados de:

- A) 0,75-0,80
- B) 0,70-0,75
- C) 0,60-0,65

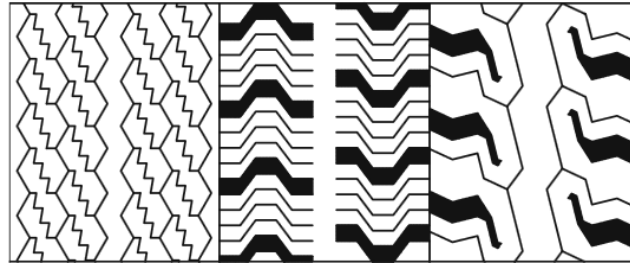


Figura 5-2: Tipos básicos de dibujos en bandas de rodamiento

En relación con la capacidad de evacuación de agua se han definido diferentes parámetros, entre ellos el siguiente:

$$\delta = \frac{\text{perímetro de área real de contacto}}{\sqrt{\text{Área real de contacto}}}$$

Como valores aproximados:

$$\frac{\delta_{\text{dibujo}}}{\delta_{\text{liso}}} \approx 4$$

$$\delta_{\text{tacos}} > \delta_{\text{ranuras zig zag}} > \delta_{\text{ranuras circunferenciales}}$$

Los requerimientos fundamentales de la banda de rodamiento son la adherencia, la capacidad de evacuación de agua cuando circula sobre superficie mojada y el desgaste; otro factor de gran importancia que influye es el ruido emitido. El hecho de que el dibujo contenga elementos repetidos a intervalos iguales en su periferia, puede ser origen de la generación de frecuencias audibles, que son armónicamente dependientes de la velocidad de rotación. Para evitar este efecto se divide la banda en segmentos de longitud diferente que contienen igual número de elementos de

diseño. Estos segmentos se unen en una determinada secuencia que tienda a reducir los armónicos de mayor influencia.

En este apartado se va a profundizar en el aspecto relativo a cómo se produce el contacto del neumático con el piso y qué variables afectan al mismo.

Todos los resultados se han obtenido manteniendo la rueda en reposo y en condiciones de máxima horizontalidad.

En la huella de la Figura 5-3 se observan zonas de mayor intensidad de presión. Esto es debido a que la presión que ejerce el neumático no es constante en toda la superficie. Parámetros constructivos del neumático (rigidez) así como del propio apoyo de la suspensión (caída, avance, salida o convergencia) hacen que este fenómeno descrito ocurra así.

Kraft [62] describe la huella de un neumático de la manera siguiente (Figura 5-3).

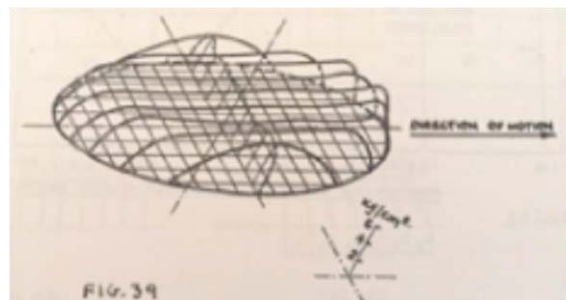


Figura 5-3: Distribución de la tensión normal en el área de contacto

Se observan presiones máximas en los costados del neumático y en las zonas de entrada y de salida de la banda de rodadura. En la zona central de la huella se registran presiones inferiores.

Sobre la distribución de presiones escribieron Martin [63], Markwick y Starks [64] para los neumáticos de vehículos de carretera, y Teller y Buchanan [65] y Kraft [62]

para los neumáticos de aeronaves. Los ensayos de Kraft se realizaron para un neumático rodando lentamente y aunque con equipamiento sencillo, llegó a definir la distribución de presión en la cual se basaron el resto de autores. La Figura 5-3 resulta muy interesante por su sencillez y muestra de manera clara el desplazamiento hacia delante del centro de presiones asociado con la resistencia a la rodadura.

Existe una tendencia a que la presión aumente desde el centro hacia el exterior, hasta un punto a cierta distancia de los bordes, pero en dirección transversal, las zonas de presión más alta están cerca de los costados de la superficie de contacto.

Según Martin, cerca del centro de la huella, la presión puede llegar a ser realmente inferior que la presión de atmosférica.

Para ciertos estudios, un conocimiento aproximado de la distribución de la presión puede ser necesario, y parece que una ley sencilla que represente las condiciones reales es una ley de presión uniforme (particularmente para los neumáticos de gran tamaño, donde la goma tiene relativamente baja elasticidad). Sobre la base de los datos anteriores se puede decir sin embargo que la distribución elíptica es también una buena aproximación; en ocasiones puede ser más interesante manejar algebraicamente una distribución elíptica a una distribución uniforme, al menos si la superficie de contacto se toma como una elipse.

Tras el estudio experimental de las huellas, tanto en superficie plana como en rodillos, se muestra la comparativa de dimensiones y áreas de contacto, a diferentes presiones y cargas verticales, en ambas superficies.

Se comparan huellas para cinco presiones diferentes y para tres estados diferentes de carga.

### 5.1.1 Contacto sobre superficie plana

Se ha procedido a la estampación de la huella de contacto de un neumático nuevo (195/55 R16 87V) sobre una superficie horizontal, para diferentes presiones y cargas:

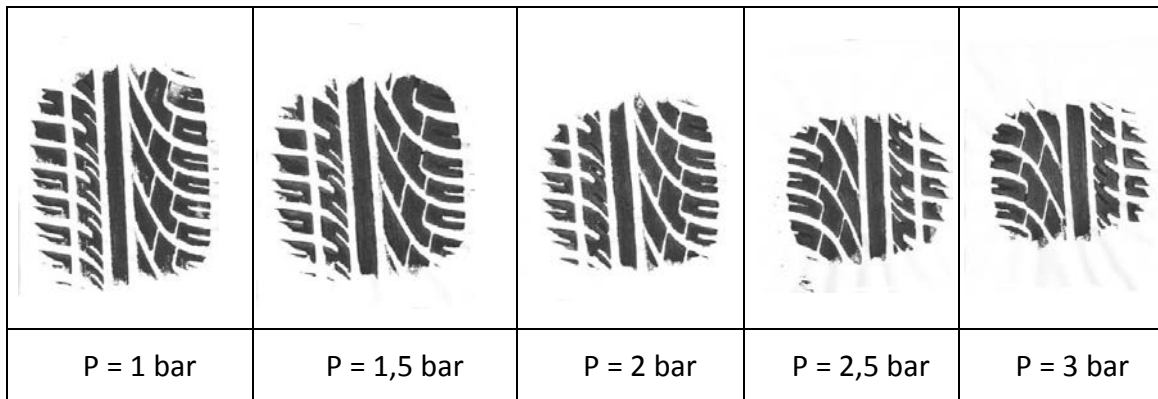


Figura 5-4: Huellas de contacto neumático-superficie plana para diferentes presiones (media carga)

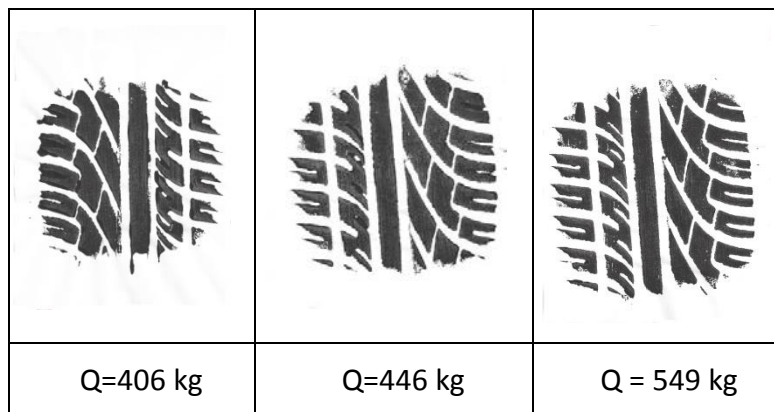


Figura 5-5: Huellas de contacto neumático-superficie plana para diferentes cargas (P=2bar)

En la Figura 5-4Figura 5-5 se muestran las impresiones gráficas de algunas de estas huellas. Se aprecia claramente que con una presión reducida la huella es mayor que cuando la presión es más elevada. Se observa que no existe simetría longitudinal, ya que el neumático forma ángulos en el espacio respecto de los 3 ejes coordenados (avance, caída, convergencia y salida). En la Figura 5-5, se muestra las huellas para

una presión determinada (2 bar) y variando la carga vertical. Se observa una mayor área de contacto a medida que aumenta el peso en rueda.

Con objeto de determinar el área de contacto, se miden, para cada una de las huellas, el ancho y largo de las mismas. Los resultados se muestran en la Tabla 5-1.

Carga máxima	Presión (bar)	lc (mm)	bc (mm)	área (mm <sup>2</sup> )
	1	215	155	33325
	1,5	179	153	27387
	2	156	151	23556
	2,5	141	146	20586
	3	131	144	18864

Carga media	Presión (bar)	lc (mm)	bc (mm)	área (mm <sup>2</sup> )
	1	185	152	28120
	1,5	157	150	23550
	2	139	145	20155
	2,5	126	143	18018
	3	121	139	16819

En vacío	Presión (bar)	lc (mm)	bc (mm)	área (mm <sup>2</sup> )
	1	188	152	28576
	1,5	165	149	24585
	2	136	145	19720
	2,5	125	140	17500
	3	112	137	15344

Tabla 5-1: Dimensiones de la huella y áreas de contacto neumático-superficie plana para diferentes presiones y cargas

Para linealizar estos valores, con objeto de obtener una idea sobre la variación de pendientes, en función de la carga, se calcula la pendiente de los datos obtenidos entre la presión inferior (1 bar) y la superior (3 bar), en la Tabla 5-2 se muestran los resultados:

Carga máxima	Parámetro	Pendiente
	$l_c$ (mm)	42
	$b_c$ (mm)	5,5
	área (mm <sup>2</sup> )	7230,5

Carga media	Parámetro	Pendiente
	$l_c$ (mm)	32
	$b_c$ (mm)	6,5
	área (mm <sup>2</sup> )	5650,5

En vacío	Parámetro	Pendiente
	$l_c$ (mm)	38
	$b_c$ (mm)	7,5
	área (mm <sup>2</sup> )	6616

Tabla 5-2: Tendencia de dimensiones y áreas en función de la presión para los tres estados de carga (plano)

Representando los valores para cada carga, se obtiene el siguiente gráfico:

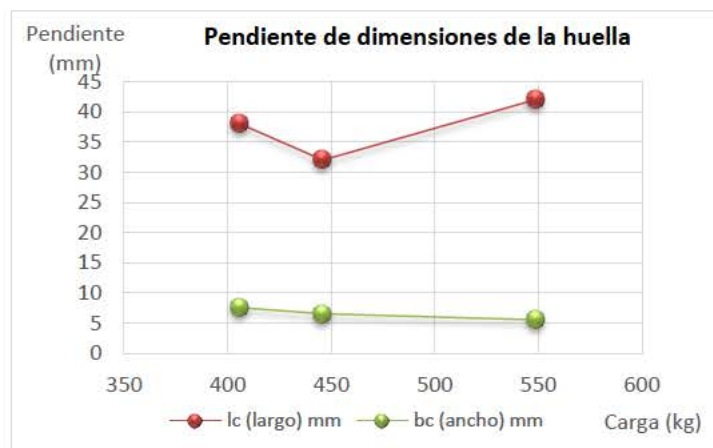


Figura 5-6: Variación de la pendiente de las dimensiones de la huella para diferentes estados de carga

En la Figura 5-6 se aprecia que, para los tres estados de carga, la variación del ancho de la huella es inferior a la variación del largo de la misma. Sin embargo la longitud  $l_c$  de la huella si tiene su valor máximo en carga máxima y su valor mínimo en media

carga, manteniendo el valor intermedio en vacío. Si se observa la Tabla 5-1 se puede apreciar que para cada carga la longitud decrece a medida que aumenta la presión. Esto es debido a que la rigidez longitudinal se ve muy afectada por la presión de inflado.

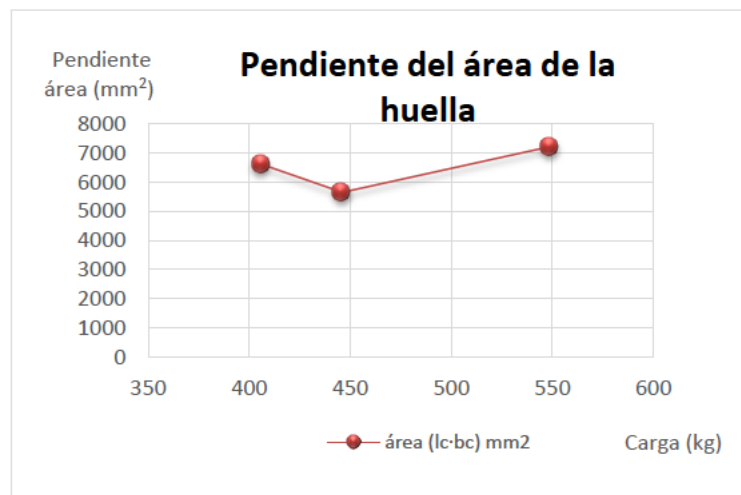


Figura 5-7: Variación de la pendiente del área de la huella para los diferentes estados de carga

En la Figura 5-7 se representa como varía la pendiente el área de la huella, calculada entre valores extremos de las diferentes presiones y para cada estado de carga. La variación del área, es igual a la variación de la longitud de la huella (Figura 5-6, rojo). Esto se debe a que el ancho es casi constante y la huella está considerada como un rectángulo cuya área es  $b_c \cdot l_c$ . Si se observa la Tabla 5-1, para cada estado de carga sucede lo mismo, a medida que aumenta la presión el área de contacto disminuye notablemente.



### 5.1.2 Contacto sobre rodillos

Para evaluar el contacto sobre los rodillos del frenómetro, se procede a la impresión de las huellas para las mismas condiciones anteriores de presión de inflado y carga vertical.

En la Figura 5-8, se pueden ver las huellas, tanto del rodillo delantero como del trasero, para las diferentes presiones de inflado a una carga intermedia.











D					
T					
	P = 1 bar	P = 1,5 bar	P = 2 bar	P = 2,5 bar	P = 3 bar

Figura 5-8: Huellas de contacto neumático-rodillos para diferentes presiones (media carga). Delantero y trasero, respectivamente

Se realizan las huellas para todas las combinaciones de presión y carga. Para determinar el área de contacto, se miden, para cada una de las huellas, el ancho y largo de las mismas. Se obtienen dos anchos y dos largos de huella,  $b_{rt}$  y  $l_{rt}$ , del rodillo trasero y  $b_{rd}$  y  $l_{rd}$  del rodillo delantero. El área se calcula considerando que el contacto es un rectángulo.

$$\text{área}_{\text{total}} = (l_{rd} \cdot b_{rd} + l_{rt} \cdot b_{rt})$$

Los resultados se muestran en la Tabla 5-3.

Carga máxima	Presión (bar)	rodillos				Área rodillos (mm <sup>2</sup> )
		brd (mm)	brt (mm)	lrd (mm)	lrt (mm)	
	1	156	150	52	46	15012
	1,5	153	141	48	41	13125
	2	147	132	46	39	11910
	2,5	142	128	43	36	10714
	3	136	121	39	37	9781

Carga media	Presión (bar)	rodillos				Área rodillos (mm <sup>2</sup> )
		brd (mm)	brt (mm)	lrd (mm)	lrt (mm)	
	1	151	146	44	43	12922
	1,5	146	138	44	40	11944
	2	139	126	41	35	10109
	2,5	135	122	42	36	10062
	3	131	118	39	36	9357

En vacío	Presión (bar)	rodillos				Área rodillos (mm <sup>2</sup> )
		brd (mm)	brt (mm)	lrd (mm)	lrt (mm)	
	1	146	142	45	43	12676
	1,5	142	129	41	37	10595
	2	136	126	38	34	9452
	2,5	130	123	37	34	8992
	3	130	114	35	32	8198

Tabla 5-3: Dimensiones de la huella y áreas de contacto neumático-rodillos para diferentes presiones y cargas

Al igual que se hizo con el contacto plano se calcula la pendiente de cada una de las variables. En este caso tanto para la longitud como para la anchura de la huella, se tienen dos valores que corresponden al contacto con los dos rodillos, delantero y trasero. El área total será la suma de las áreas producidas en el contacto con cada rodillo.

Carga máxima	Parámetro	Pendiente
	lrd (mm)	6,5
	lrt (mm)	5
	brd (mm)	10
	brt (mm)	14,5
	área (mm <sup>2</sup> )	2615,5

Carga media	Parámetro	Pendiente
	lrd (mm)	2,5
	lrt (mm)	4
	brd (mm)	10
	brt (mm)	14
	área (mm <sup>2</sup> )	1782,5

En vacío	Parámetro	Pendiente
	lrd (mm)	5
	lrt (mm)	5,5
	brd (mm)	8
	brt (mm)	14
	área (mm <sup>2</sup> )	2239

Tabla 5-4: Tendencia de dimensiones y áreas en función de la presión para los tres estados de carga (rodillos)

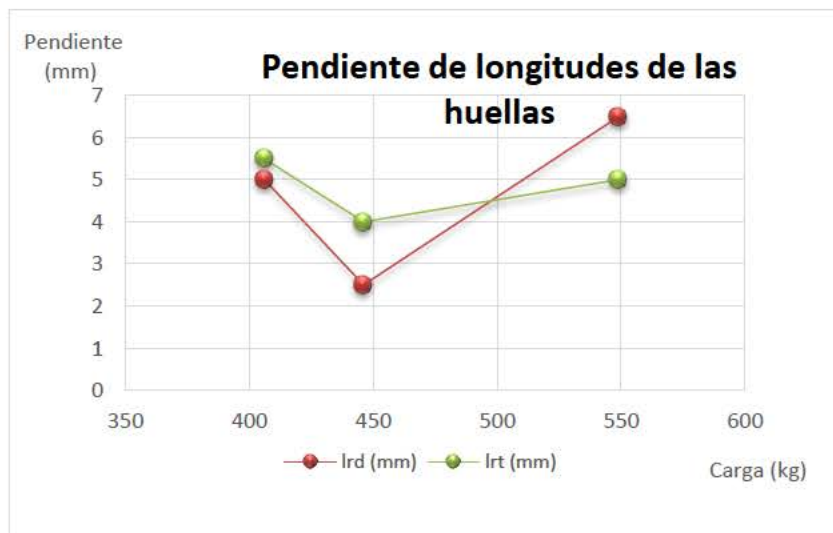


Figura 5-9: Variación de la pendiente de la longitud de las huellas sobre rodillos para diferentes estados de carga

Se observa en la Figura 5-9 como varía en función de la carga vertical la longitud de la huella para cada rodillos. Bajando ligeramente la pendiente, calculada para un mismo estado de carga y variación de presiones, para el valor de carga media y aumenta para el valor de carga máxima.

En la Figura 5-10, se observa que, sobre todo para el rodillo trasero, el ancho de la huella permanece constante.

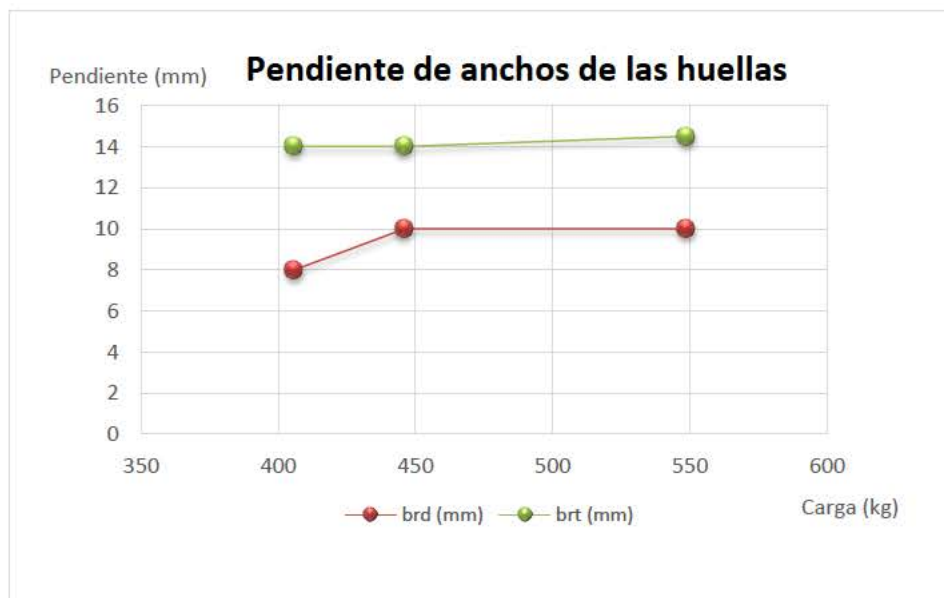


Figura 5-10: Variación de la pendiente del ancho de las huellas sobre rodillos para diferentes estados de carga

Al igual que sucedía en el contacto plano, si se observa en la Tabla 5-3, se ve que a medida que aumenta la presión, el área disminuye para los tres estados de carga ensayados. Si se observa la Tabla 5-4, o su representación en la Figura 5-11, se ve que el área sufre una bajada para cargas intermedias.

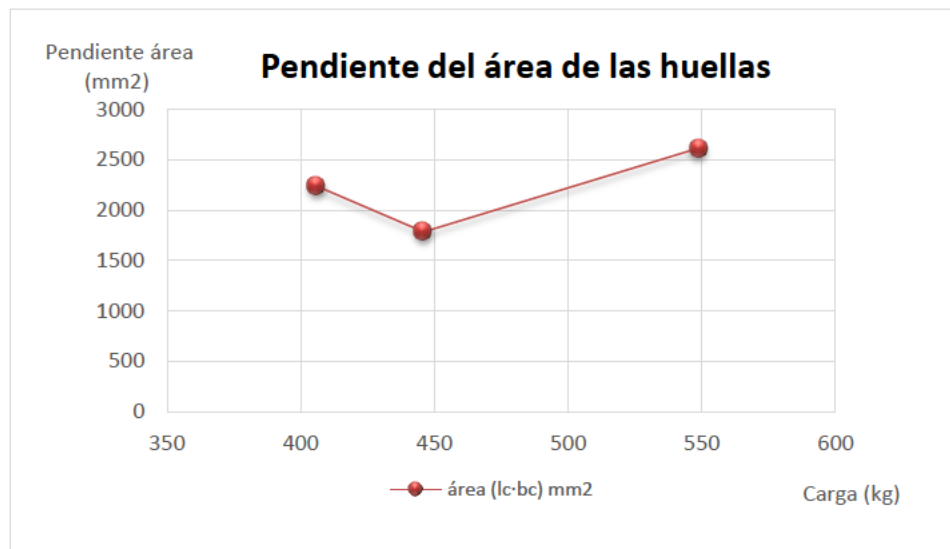


Figura 5-11: Variación de la pendiente del área de las huellas sobre rodillos para los diferentes estados de carga

### 5.1.3 Comparación de las huellas sobre superficie plana y sobre rodillos

Observando la Tabla 5-2 y la Tabla 5-4 se pueden comparar ambos contactos. Observando la Figura 5-6, la Figura 5-9 y la Figura 5-10, se comparan las dimensiones tanto ancho como largo de la huella. En ambos casos la tendencia es la misma. La pendiente de la longitud disminuye de estar en el vehículo vacío a pasar a carga media y aumenta para el valor de carga máxima. Tanto para el contacto plano como para el rodillo delantero, el valor máximo de las tendencias se obtiene para la carga máxima. En el caso de rodillo trasero, la pendiente aumenta pero es inferior que para el valor de los ensayos en vacío, esto puede ser debido a que el frenómetro tiene una pequeña variación de altura en su rodillo trasero, esto hace que al gravitar la masa entre los dos rodillos se vea aumentado el apoyo en el rodillo delantero. Dado que la pendiente posee un valor muy pequeño las diferencias entre el largo de la huella en el rodillo delantero ( $l_{rd}$ ) y en el trasero ( $l_{rt}$ ) son también pequeñas.

Si se representan las longitudes de ambos contactos en una misma gráfica se obtiene la Figura 5-12.

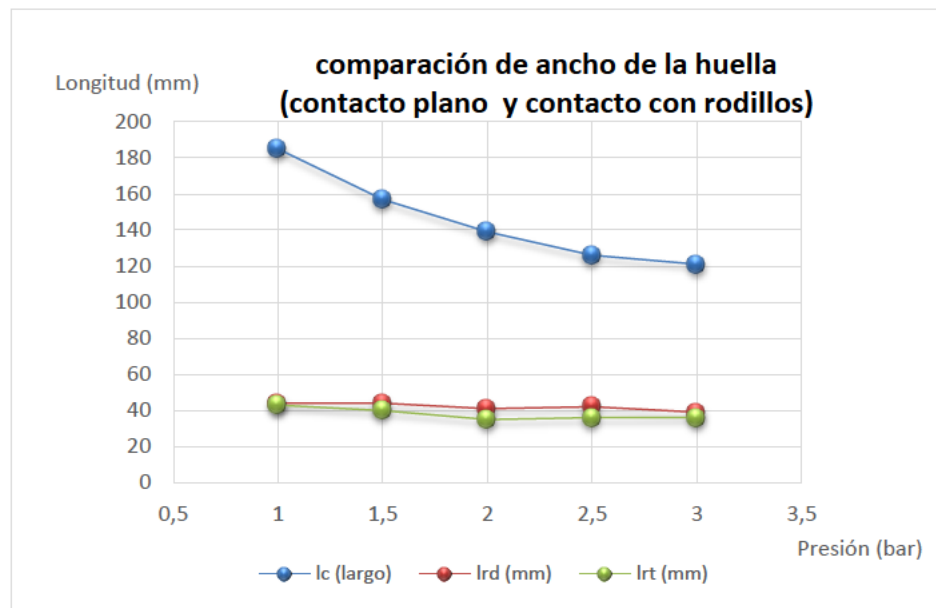


Figura 5-12: Comparación magnitud "l" (eje longitudinal) plana-rodillos

Se observa que para bajas presiones del neumático, cuando éste contacta con una superficie plana, la longitud  $l_c$  de la huella va decreciendo a medida que aumenta la presión. Es lógico, pues el neumático está más deformado cuando se encuentra poco inflado. A medida que sube la presión la longitud de la huella es menor. Si la comparación se realiza con la variación de la pendiente que parece en la Tabla 5-2 (plano) y en la Tabla 5-4 (rodillos), se observa que las variaciones sufridas en un contacto sobre dos rodillos es inferior a las variaciones para las mismas condiciones de presión y carga vertical.

Para el caso del ancho de la huella de contacto, tanto en el contacto plano como sobre rodillos, no varía notablemente, siendo para el caso del rodillo trasero, un valor constante.

En la comparación de las áreas de ambos contactos, al igual que sucede con las longitudes, las tendencias son las mismas pero la variación es mayor en el caso del contacto plano. Según los datos, mostrados en la Tabla 5-2 y la Tabla 5-4, se puede

afirmar que en el contacto sobre dos rodillos se ve menos afectado por el cambio de presión y carga que el área de contacto con una superficie plana.

Si se calcula la pendiente entre puntos extremos de los tres estados de carga, tanto para el contacto plano (Tabla 5-2) como para el contacto sobre rodillos (Tabla 5-4) se obtiene la Tabla 5-5:

	Pendiente
Plano	790
Rodillos	416,5

Tabla 5-5: Pendiente máxima del área de contacto. (Rodillos y Plano)

La relación entre ambos es del 53%, es decir, el área sobre una superficie plana es 53% mayor que el área total de contacto sobre dos rodillos.

Para una carga vertical constante, la presión de inflado del neumático afecta directamente al área de contacto. Además, si dicho contacto se produce sobre dos rodillos, el área de contacto es menor que si se produjera en una superficie plana. Confirmándose,

$$(b_{rt} \cdot l_{rt}) + (b_{rd} \cdot l_{rd}) = \xi \cdot b_c \cdot l_c \quad \xi < 1$$

En el contacto en rodillos se ve afectado en mayor medida la longitud de la huella que el ancho de la misma. Siendo ambas dimensiones ( $b$  y  $l$ ) siempre menores en el contacto sobre rodillos que en el contacto plano.

La variación producida en el área de contacto por acción de la carga vertical, manteniendo la presión de inflado constante, es del 50% en valor promedio, para las diferentes cargas ensayadas. Siendo siempre mayor el área del contacto plano.

Para la hipótesis de que las áreas de contacto son rectangulares, el área de contacto sobre rodillos es siempre inferior al área sobre una superficie plana, siendo aproximadamente el doble en plano frente a rodillos.

$$\text{área contacto}_{\text{plano}} \approx 2 \cdot \text{área contacto}_{\text{rodillos}}$$

Hasta el momento, para el cálculo de área, se ha aproximado cada huella a un rectángulo, siendo su área el ancho por el largo de la misma. Esta aproximación es correcta solo para determinadas huellas, gran parte de ellas se asemejan más a una elipse que a un rectángulo. Para la exactitud del cálculo se desarrolla en esta tesis doctoral un software específico denominado *CONTAPIX*. Dicho programa permite contabilizar la cantidad de píxeles negros frente a blancos en cada huella escaneada, indicando el área real de contacto para cada huella.

#### 5.1.3.1 Programa CONTAPIX

El principio de funcionamiento del programa se basa en que todas las imágenes de blanco y negro se componen de píxeles. Cada pixel tiene un color dentro de la escala de grises y dicha escala va desde 0 a 255, siendo el 0 el color negro y 255 el blanco. El objetivo del programa generado es que proporcione la cantidad de píxeles negros y blancos que hay en cada imagen de la huella, sin que exista la posibilidad de que haya píxeles grises.



Para ello, dentro de una escala de grises, se elegirá que rango de grises se quieren, por ejemplo de 0 a 6, lo que dará como resultado la cantidad de píxeles que sean muy negros. Para hacer esto en la práctica, en el programa se utilizará el rango de grises tal que iguale la forma de la sombra de la imagen del programa con el de la foto de la huella.

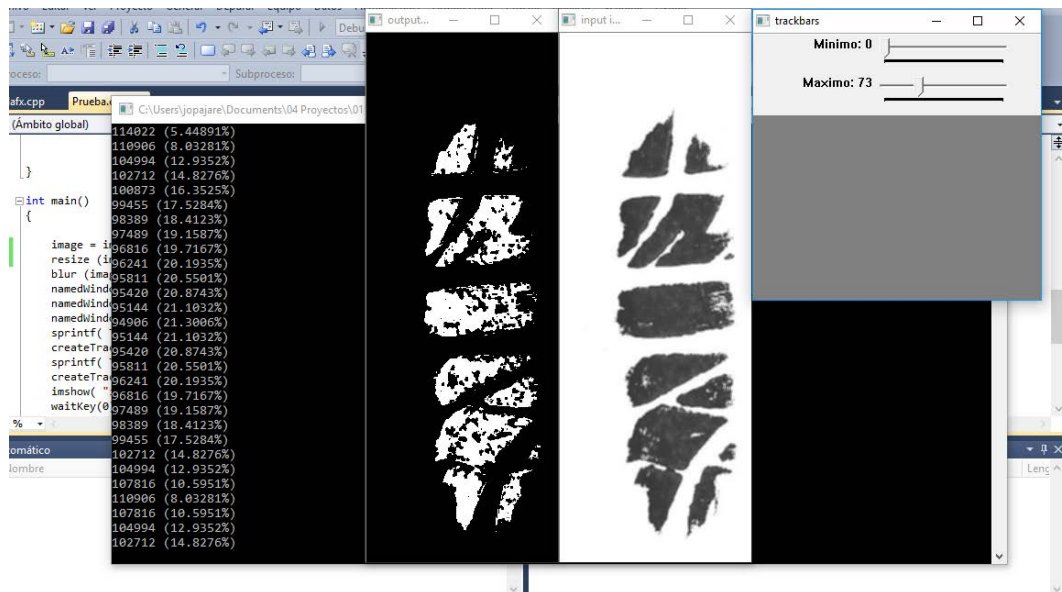


Figura 5-13: Representación de escala de grises de 0 a 73

En la Figura 5-13 se observa la pantalla del programa donde se aprecian cuatro módulos distintos, los cuales se explican a continuación de izquierda a derecha:

- En el primer módulo se representan los porcentajes de negro de la imagen que crea el programa (el módulo dos). Nótese que la imagen que crea el programa es un negativo de la imagen original. Esto implica que el porcentaje de negro de la imagen del programa es en realidad el porcentaje de blanco de la imagen de la huella.
- En el segundo módulo, llamado output se representa la imagen que crea el programa con el rango de grises seleccionado.

- En el tercer módulo, llamado input se representa la imagen de la huella escaneada.
- En el cuarto módulo, llamado trackbars se representan dos barras de seguimiento con la que se podrá seleccionar un rango dentro de la escala de grises. Recordando que el valor 0 pertenece al color negro, y el valor 255 pertenece al blanco.

Por otro lado en la Figura 5-13 se observa que la escala de grises va desde el valor 0 a 73. En la imagen del programa, módulo output, se aprecia que no aparece en blanco toda la superficie que en la imagen de la huella está en negro. Esto quiere decir que el rango de grises seleccionado no se abarca la escala de grises que forma la huella del neumático, y por ello habrá que aumentar el rango de grises hasta que las dos sombras sean idénticas, como se muestra a continuación.

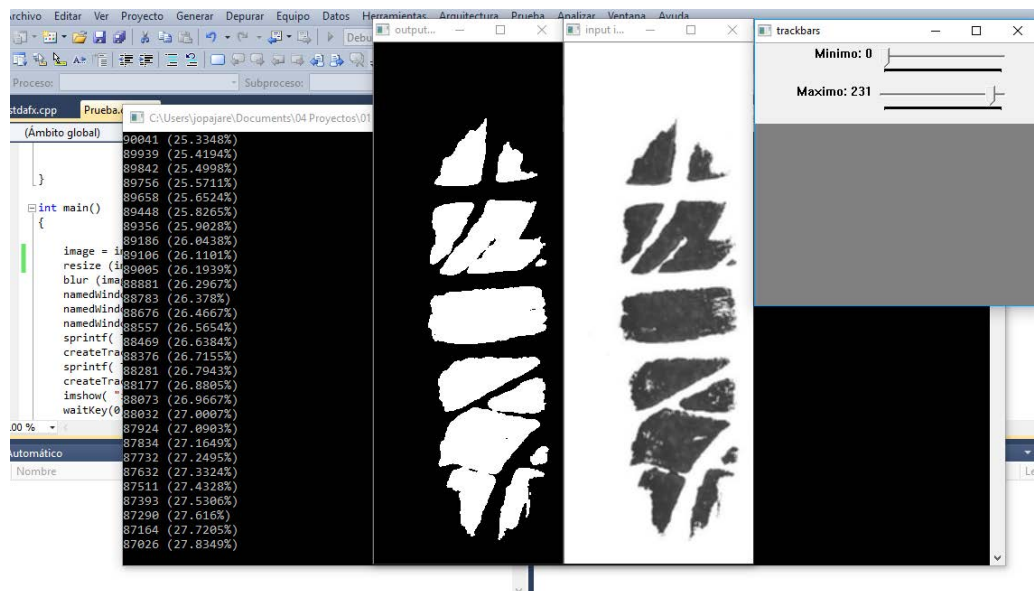


Figura 5-14: Representación de escala de grises de 0 a 231

En la Figura 5-14 se aprecia que con el rango de grises seleccionado, de 0 a 231, la imagen que proyecta el programa coincide con la huella de neumático. Se habrá obtenido, así, el porcentaje de negro que hay en la imagen del programa. Como lo que se precisa es el porcentaje de píxeles negros y *CONTAPIX* trabaja con imagen en negativo se debe hacer la transformación de tal manera que es el 100% menos los píxeles blancos contabilizados. Este proceso se repetirá para todas y cada una de las huellas obtenidas para diferentes cargas y presiones.

Con los valores obtenidos se calcula el coeficiente  $\xi$  que muestra la relación entre el contacto con rodillos y el contacto plano. Para una carga vertical constante se ve el comportamiento del contacto frente a una variación de presión de inflado. Cuanto más se aproxime el valor de  $\xi$  a la unidad el área de contacto entre ambos contactos es más parecido.

Se realiza la comparativa del contacto de rodillo y plano para ambos casos; primeramente estimando la huella a un rectángulo (Tabla 5-1 y Tabla 5-6) y posteriormente el valor real mediante la contabilización de píxeles (Tabla 5-7).

$$\xi_{estimado} = \frac{\text{área en rodillos}}{\text{área en plano}} = \frac{(b_{rt} \cdot l_{rt} + b_{rd} \cdot l_{rd})}{b_c \cdot l_c}$$

Presión (bar)	áreas estimadas		$\xi_{estimado}$
	Plano (mm <sup>2</sup> )	Rodillos (mm <sup>2</sup> )	
1	28120	12922	0,46
1,5	23550	11944	0,51
2	20155	10109	0,50
2,5	18018	10062	0,56
3	16819	9357	0,56

Tabla 5-6: Comparativa de contacto rodillos-plano (estimada) según la presión de inflado

La relación real se hace con el mismo cociente, pero en esta ocasión con los datos obtenidos del cálculo de porcentaje de píxeles negros frente a blancos (Tabla 5-7), obtenida mediante *CONTAPIX*.

$$\xi_{real} = \frac{\text{área en rodillos}}{\text{área en plano}}$$

áreas reales			
Presión (bar)	Plano (mm <sup>2</sup> )	Rodillos (mm <sup>2</sup> )	$\xi_{real}$
1	16641	10304	0,62
1,5	12384	8960	0,72
2	9288	7504	0,81
2,5	8901	6832	0,77
3	7740	6496	0,84

Tabla 5-7: Comparativa de contacto rodillos- plano (real)

Se puede observar que el valor de  $\xi_{real}$  sigue siendo menor que uno, por lo que el área de contacto sobre dos rodillos menor que el área de contacto sobre el plano en las mismas condiciones de carga y presión. También se aprecia que  $\xi_{real}$  es más cercano a la unidad que  $\xi_{estimado}$ , esto implica que la aproximación realizada, afirmando que las huellas son rectangulares, hace que se cometa un error mayor y por tanto no se puedan considerar equivalentes ambos contactos, neumático sobre rodillos y sobre plano.

Para una carga vertical constante, el área de contacto que se produce sobre dos rodillos de inferior radio a la rueda es menor que el área de contacto sobre una superficie plana, manteniendo las mismas condiciones de carga y presión de inflado.

$$\text{área contacto rodillos} = \xi \cdot \text{área contacto plano} \quad \xi < 1$$

Para cada condición se evalúan áreas reales obteniendo (Tabla 5-8):

		PLANO	RODILLOS	
Carga máxima	Presión (bar)	área real (mm <sup>2</sup> )	área real (mm <sup>2</sup> )	$\xi$
	1	17802	11424	0,64
	1,5	13932	9968	0,72
	2	11610	8176	0,70
	2,5	10836	7504	0,69
	3	9288	6944	0,75
Carga media	Presión (bar)	área real (mm <sup>2</sup> )	área real (mm <sup>2</sup> )	$\xi$
	1	16641	10304	0,62
	1,5	12384	8960	0,72
	2	9288	7504	0,81
	2,5	8901	6832	0,77
	3	7740	6496	0,84
En vacío	Presión (bar)	área real (mm <sup>2</sup> )	área real (mm <sup>2</sup> )	$\xi$
	1	14706	9744	0,66
	1,5	11610	8064	0,69
	2	10062	6832	0,68
	2,5	8901	5936	0,67
	3	7740	5376	0,69

Tabla 5-8: Relación entre contacto rodillos-plano para diferentes estados de carga

Se muestra que para cualquier condición de carga se mantiene que el área total de contacto en dos rodillos es inferior al área en un contacto plano. Si se representan  $\xi$  frente a la presión y para cada condición de carga se obtienen la Figura 5-15.

Observando estos resultados, puede concluirse que la reducción de la superficie es muy considerable en el caso del frenómetro, de lo que la fuerza de frenada medida en el será inferior a la de carretera. Un trabajo futuro debería ser evaluar el grado de equiparación de la prueba de frenos en pista y la de frenómetro.

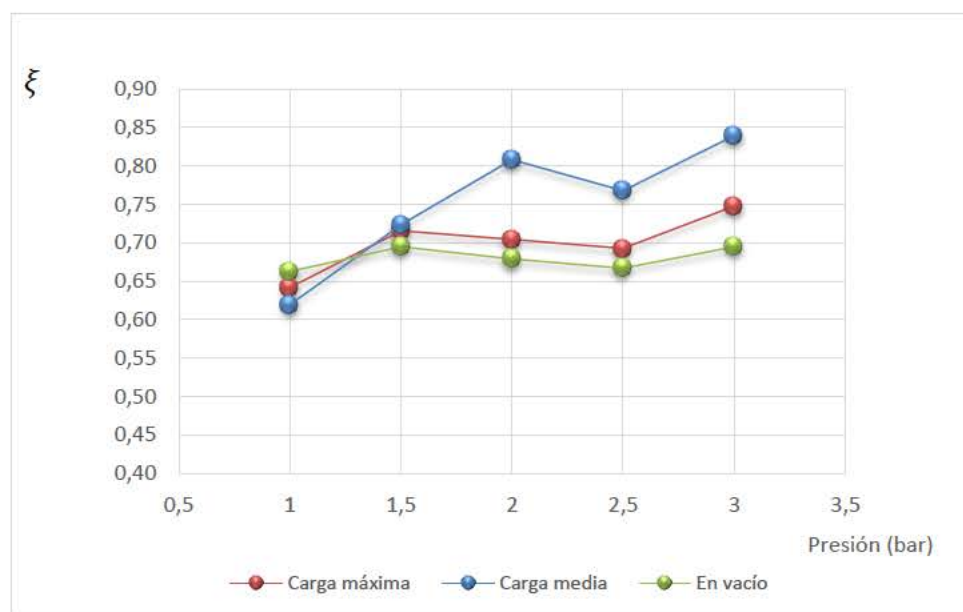


Figura 5-15: Relación entre contacto plano y de rodillo en función de la carga

Para el caso de media carga es en el que el coeficiente es más cercano a la unidad y por tanto el contacto frente a rodillos es más similar al contacto plano.

El comportamiento para cargas extremas es muy similar entre ellas, manteniendo para presiones intermedias, que el área de del contacto con los rodillos es aproximadamente el 70% del área del contacto en plano.

Con el fin de hacer una comparativa real, se calcula el mismo valor que se realizó en el apartado anterior con los valores estimados para ver cuánto dista de la realidad la aproximación que se hizo al suponer el área de contacto como un rectángulo.

Se calcula la pendiente entre puntos extremos de los tres estados de carga (Tabla 5-7), tanto para el contacto plano como para el contacto sobre rodillos se obtiene:

	Pendiente
Plano	483,75
Rodillos	168

Tabla 5-9: Pendiente máxima del área de contacto real. (Rodillos y Plano)

La relación entre ambos (Tabla 5-9) es del 35%, es decir, el área sobre una superficie plana es 35% mayor que el área total de contacto sobre dos rodillos.

Con la hipótesis de un contacto rectangular dicho valor era del 53%, por tanto, una diferencia del 18%, siendo el área menor en la realidad que el estimado en un contacto rectangular.

El área real de contacto que se produce sobre dos rodillos es menor que el área real de contacto sobre una superficie plana, para cualquier condición de carga y presión.

$$\text{área contacto}_{\text{rodillos}} \approx 0,35 \cdot \text{área contacto}_{\text{plano}}$$

Si se considera un contacto rectangular, la relación entre el área en el contacto plano y el área sobre rodillos estará sobrevalorando en un 18%.

#### 5.1.4 Rigideces radiales neumática y estructural

Como ya es conocido, la carcasa es uno de los componentes principales de los que dependen las características técnicas de un neumático. Dicha carcasa está compuesta de lonas y fibras entrelazadas, así como aros de acero. Todos ellos embebidos en caucho tras un proceso de vulcanizado, otorgándole su estructura final a la carcasa.

En el neumático de un vehículo se tiene una carga vertical y una deformación que produce dicha carga. La peculiaridad de los neumáticos que hacen que el estudio de la deformación y el área de contacto sea tan complicados es que no se verifica que:

$$Q = p \cdot S$$

siendo

$Q$ : carga vertical

$p$ : presión de inflado

$S$ : superficie de contacto

Esta afirmación si se cumple en el caso de un material sea completamente elástico, como pudiera ser un globo. Por lo contrario, para el supuesto en esta tesis doctoral, esta afirmación no se cumple. Este hecho se debe, a que por el diseño que tiene un neumático y su carcasa, éste sea capaz de soportar cierta carga vertical de manera intrínseca.

Para el caso de un neumático entonces se podría afirmar que:

$$Q = Q_{carcasa} + p \cdot S$$

siendo:

$Q_{carcasa}$ : carga soportada por la propia carcasa



Dividiendo la expresión anterior por una cierta deformación,  $\rho$ , se tiene que:

$$K = K_{\text{estructural}} + K_{\text{neumática}}$$

Se definen en esta tesis doctoral dos rigideces del neumático en dirección radial que contribuyen a la rigidez radial total del neumático:

$$\text{Rigidez estructural} \quad K_e = \frac{Q_{\text{carcasa}}}{\rho}$$

$$\text{Rigidez neumática} \quad K_n = \frac{p \cdot S}{\rho}$$

siendo la primera dependiente directamente de la propia estructura de la rueda y la segunda, dependiente de la presión de inflado y de la huella de contacto.

	K radial (N/m)	Radio libre (m)	Radio contacto (m)	Presión (bar)	Q (N)	CONTACTO PLANO		
						p·S (N)	Qcarcasa (N)	contribución del peso %
Carga máxima	-	0,312	-	1	5385,69	1746,38	3639,31	68
	86873,92	0,313	0,251	1,5	5385,69	2050,09	3335,60	62
	122593,45	0,313	0,269	2	5385,69	2277,88	3107,81	58
	154948,53	0,313	0,279	2,5	5385,69	2657,53	2728,16	51
	182692,12	0,314	0,284	3	5385,69	2733,46	2652,23	49
Carga media	64436,47	0,312	0,244049637	1	4375,26	1632,48	2742,78	63
	98055,64	0,313	0,268	1,5	4375,26	1822,31	2552,95	58
	129965,87	0,313	0,279	2	4375,26	1822,31	2552,95	58
	161651,87	0,313	0,286	2,5	4375,26	2182,97	2192,29	50
	176595,93	0,314	0,289	3	4375,26	2277,88	2097,38	48
En vacío	56012,26	0,312	0,240843067	1	3982,86	1442,66	2540,20	64
	79143,91	0,313	0,262	1,5	3982,86	1708,41	2274,45	57
	124247,24	0,313	0,281	2	3982,86	1974,16	2008,70	50
	149740,82	0,313	0,287	2,5	3982,86	2182,97	1799,89	45
	189861,33	0,314	0,293	3	3982,86	2277,88	1704,98	43

Tabla 5-10: Contribución de la carcasa para soportar la carga vertical en contacto plano

En la Tabla 5-10 se muestra un resumen de los valores obtenidos para el caso del contacto del neumático con una superficie plana. Se muestran los valores para diferentes presiones y para los tres casos de carga analizados.

	CONTACTO RODILLOS							
	K radial (N/m)	Radio libre (m)	Radio contacto (m)	Presión (bar)	Q (N)	p S (N)	Qcarcasa (N)	contribución del peso (%)
Carga máxima	1600074,12	0,312	0,309	1	5385,69	1120,69	4265,00	79
	2018915,93	0,313	0,310	1,5	5385,69	1466,79	3918,90	73
	2233769,95	0,313	0,311	2	5385,69	1604,13	3781,56	70
	2625016,32	0,313	0,311	2,5	5385,69	1840,36	3545,33	66
	2484745,40	0,314	0,311	3	5385,69	2043,62	3342,07	62
Carga media	1489346,09	0,312	0,309	1	4375,26	1010,82	3364,44	77
	1723786,94	0,313	0,310	1,5	4375,26	1318,46	3056,80	70
	2256100,08	0,313	0,311	2	4375,26	1472,28	2902,98	66
	2132526,92	0,313	0,311	2,5	4375,26	1675,55	2699,71	62
	2132956,31	0,314	0,312	3	4375,26	1911,77	2463,49	56
En vacío	1355772,45	0,312	0,309	1	3982,86	955,89	3026,97	76
	1835829,83	0,313	0,310	1,5	3982,86	1186,62	2796,24	70
	2177002,39	0,313	0,311	2	3982,86	1340,44	2642,42	66
	2177705,32	0,313	0,312	2,5	3982,86	1455,80	2527,06	63
	2460338,84	0,314	0,312	3	3982,86	1582,16	2400,70	60

Tabla 5-11: Contribución de la carcasa para soportar la carga vertical en contacto sobre rodillos

En la Tabla 5-11 se muestra un resumen de los valores obtenidos para el caso del contacto del neumático con un rodillo de menor radio. Y al igual que en la tabla anterior se muestran los valores para diferentes presiones y para los tres casos de carga analizados.

En los ensayos realizados en la presente tesis doctoral se han obtenido huellas y calculado áreas de contacto para diferentes cargas verticales y presiones de inflado.

En la Tabla 5-12 se observa las áreas medidas para cada uno de los casos y condiciones:

Carga máxima	Presión (bar)	PLANO	RODILLOS
		área real (cm2)	área real (cm2)
	1	178,02	114,24
	1,5	139,32	99,68
	2	116,10	81,76
	2,5	108,36	75,04
	3	92,88	69,44
Carga media	Presión (bar)	PLANO	RODILLOS
		área real (cm2)	área real (cm2)
	1	166,41	103,04
	1,5	123,84	89,60
	2	92,88	75,04
	2,5	89,01	68,32
	3	77,40	64,96
Envacío	Presión (bar)	PLANO	RODILLOS
		área real (cm2)	área real (cm2)
	1	147,06	97,44
	1,5	116,10	80,64
	2	100,62	68,32
	2,5	89,01	59,36
	3	77,40	53,76

Tabla 5-12: Áreas de contacto para diferentes estados de carga y presión de inflado

Las áreas se han determinado con un software desarrollado ad-hoc en esta tesis doctoral (*CONTAPIX*). Una primera valoración de resultados concluye que:

- 1- La rigidez radial es muy superior en el caso de un neumático en contacto con un rodillo, respecto de contacto con la calzada.
- 2- A igualdad de presión de inflado y estado de carga la rigidez neumática es mayor en el caso de contacto plano que en el contacto con un rodillo. Caso contrario ocurre con la rigidez estructural. Esto se traduce en que la prueba de frenómetro es más agresiva con la rueda, que cuando trabaja en carretera, a igual presión y estado de carga (lo que supone posibles reventones en ITV durante la prueba de frenada).
- 3- En todas las circunstancias, en el contacto con rodillos, al ser siempre mayor la rigidez estructural que la rigidez neumática el neumático soporta la mayoría de

la carga en base a su propia contribución, siendo el valor promedio de dicha contribución de 68 %. Para el caso de contacto plano el comportamiento es el mismo, excepto para presiones altas de 2,5 y 3 bar, donde el la carga que soporta la propia carcasa es menor que la rigidez neumática, siendo el promedio para los tres estados de carga un 55%.

# 6. Ensayos y análisis de resultados

## 6.1 Introducción

Para obtener los parámetros más relevantes mencionados en el capítulo 4 y completar, por tanto, el modelo de contacto propuesto en esta tesis, se han realizado una serie de ensayos con un vehículo frenando en el dispositivo denominado frenómetro.

Esta metodología experimental tiene dos vertientes: una de ellas permite conocer las diferencias que existen entre el apoyo del neumático con la calzada y la huella del contacto del neumático con los rodillos del frenómetro. Son circunstancias claramente diferentes. En la primera se trata del neumático soportando el peso por rueda que gravita sobre el vehículo al contactar con la calzada plana. En el segundo caso se trata del contacto del neumático con los dos rodillos del frenómetro que, como se indicó anteriormente, son cilindros de menor radio que el del neumático. (la circunstancia ideal es disponer de un solo rodillo y de diámetro mucho mayor que el del neumático). Se ha definido en el capítulo anterior la relación nominal de aspecto en el contacto de dos superficies curvas de diferente radio.

La segunda vertiente experimental versa sobre el propio proceso de frenada realizada en el frenómetro. A simple vista, es difícil discriminar qué ocurre durante la frenada

y más aún, qué ocurre cuando se alcanza la máxima adherencia. En este capítulo se estudia esto experimentalmente con el fin de obtener conclusiones posteriores.

Se realizarán pruebas en el frenómetro en diversas condiciones de frenada y se enumerarán con detalle todas las posibilidades de prueba existentes. Finalizadas estas fases experimentales se nutrirá con estos datos el modelo previo propuesto en el capítulo 4.

## 6.2 Equipamiento

Para llevar a cabo los ensayos dinámicos en frenómetro, es necesario disponer de diferentes equipos de medida, así como de los componentes que intervienen en un ensayo de frenada. Se ha empleado el siguiente equipamiento:

- Frenómetro marca Movitest, equipos para la medición de eficacia y fuerza de frenado para vehículos ligeros.
- Célula de carga para medir la fuerza aplicada en pedal
- Tacómetros marca Compact, equipos para la medición de velocidades angulares mediante infrarrojos, con ayuda de cintas reflectantes.
- Cámara de alta velocidad, marca Photron, para el estudio de deformaciones y deslizamiento en el contacto y en el momento de frenada máxima.
- Equipamiento para la medición dimensional, calibre pie de rey, sonda de profundidad, circómetro e inclinómetro.
- Equipamiento para la variación y control de las condiciones de ensayos;
  - a) Mantas térmica y pirómetro, para la temperatura
  - b) Masas y básculas de rango adecuado, para la carga
  - c) Sistema de aire comprimido y manómetro, para la variación de la presión de inflado.

- Equipamiento auxiliar, como gatos, sistemas de amarre, focos para las grabaciones, ordenadores para el registro y tratamiento de los datos.
- Equipo Controlador PXI de National Instruments, con la finalidad de registrar todas las señales obtenidas.

El vehículo empleado para los ensayos ha sido un Peugeot 207. Todas las pruebas se han llevado a cabo en el eje delantero.

Las características del equipamiento y su utilidad se pueden resumir según la Figura 6-1:

EQUIPAMIENTO		CARACTERÍSTICAS	UTILIDAD
Vehículo		Peugeot 207 MTMA 1er eje=1000kg Sistema de frenos: Discos. Hidráulico a las cuatro ruedas. Dos circuitos independientes	El vehículo es utilizado para poner en funcionamiento el frenómetro y realizar la pruebas de frenada
		MARCA: Moviltest MODELO: RBT-2000/F RANGO: 0-6000 N RESOLUCIÓN: 10 N RODILLOS: Corindón	Banco de rodillos de medición de fuerza de frenado sometido a estudio en la presente tesis.

EQUIPAMIENTO		CARACTERÍSTICAS	UTILIDAD
Tacómetro led		<p>MARCA: Compact</p> <p>MODELO: A2108</p> <p>RANGO: 0-60000 rpm</p> <p>RESOLUCIÓN: 1,5mV</p> <p>PRECISIÓN: 0,5%</p>	Equipo para la medición de velocidades angulares.
Sistema de adquisición de datos		<p>MARCA: National Instruments</p> <p>MODELO: NI PXI 6230</p>	Equipo para el registro de señales y sincronización de las mismas
Cámara de alta velocidad		<p>MARCA: Photron</p> <p>MODELO: SA3</p> <p>RANGO: 60-120.000fps</p>	Observación de trayectorias y cálculo de velocidad del centro de la rueda, deformaciones, etc.



EQUIPAMIENTO		CARACTERÍSTICAS	UTILIDAD
Básculas	 	<p>MARCA: Dini Argeo</p> <p>MODELO: DFWKR</p> <p>RANGO: 0-3.000 kg</p> <p>RESOLUCIÓN: 0,1kg</p>	<p>Básculas utilizadas para conocer el peso del vehículo ensayado, para cada una de las condiciones de carga</p>
Pistola de infrarrojos		<p>MARCA: Agema</p> <p>MODELO: Thermopoint</p> <p>RANGO: -20 °C a 500 °C</p> <p>RESOLUCIÓN: 1°C</p>	<p>El pirómetro se utiliza para conocer la temperatura de la banda de rodadura</p>
Mantas térmicas	 	<p>MARCA: OMP</p> <p>MODELO: Thermopoint</p> <p>RANGO: 0-150°C</p> <p>RESOLUCIÓN: 1°C</p>	<p>Equipamiento para aumentar la temperatura de la banda de rodadura del neumático</p>

EQUIPAMIENTO		CARACTERÍSTICAS	UTILIDAD
Manómetro		MARCA: Michelin MODELO: EurodairuWonder RANGO: 0-12 bar RESOLUCIÓN: 0,1 bar	Equipamiento utilizado para la variación de la presión de inflado del neumático
Circómetro		MARCA: Schwenk MODELO: CJU 950 RANGO: 0 - 950 mm RESOLUCIÓN: 0,1 mm	Medición diámetro de los rodillos

Tabla 6-1: Resumen de equipamiento empleado

### SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Debido a la importancia de conocer los valores de cada una de las señales a tiempo real se ha contado con un sistema de adquisición de datos NI PXI 6230. Este equipo nos permite además de registrar, sincronizar las señales. Se pueden resumir las señales y su tipo en la Tabla 6-2:

$i$ (Deslizamiento instantáneo)	$\omega_R$ (rod.ppal)	ANALOGICA
	$\omega_p$ (rod.palpador)	ANALOGICA
$F_x$ (fuerza de frenada)	$F_x$ (FRENOMETRO)	ANALOGICA
$F_p$ (fuerza aplicada en el pedal)	$F_p$ (CELULA)	ANALOGICA

Tabla 6-2: Variables obtenidas mediante NI PXI 6230

Para la conexión del cableado para el registro de las señales se tiene el wsquema siguiente Figura 6-1.



Figura 6-1: Esquema de las conexiones realizadas en el módulo PXI 6230

De las señales registradas por el módulo PXI 6230 se obtienen 100 datos por segundo. Para la medición de velocidades angulares, se utilizan cintas reflectantes, de tal forma que cuando el haz de luz pasa por una de ellas toma una medida. Se ha realizado un

estudio, teniendo en cuenta las velocidades angulares, de la cantidad reflectantes colocar para no saturar el equipo y para obtener una relación de puntos adecuada. Se colocan ocho en el rodillo de arrastre y dos en el rodillo palpador.

Para el cálculo de la frecuencia de muestreo del rodillo palpador se parte de los siguientes datos:

$$\omega_P = 960 \text{ rpm}$$

$$r_P = 0,0175 \text{ m}$$

El tiempo empleado en dar una vuelta completa es:

$$t_{1vuelta} = \frac{2\pi \cdot r_P}{\omega_P \cdot r_P} = \frac{2\pi}{960 \frac{2\pi}{60}} = \frac{60}{960} = 0,062 \text{ s}$$

El número de vueltas por cada segundo:

$$\frac{N_{vuelta}}{s} = \frac{1}{0,062} = 16 \text{ vueltas}$$

Por cada vuelta tenemos dos muestras, por tanto:

$$f_{mp} = 32 \text{ muestras por segundo}$$

Para el cálculo de la frecuencia de muestreo del rodillo de arrastre se parte de los siguientes datos:

$$\omega_R = 153 \text{ rpm}$$

$$r_r = 0,106 \text{ m}$$

El tiempo empleado en dar una vuelta completa es:

$$t_{1vuelta} = \frac{2\pi \cdot r_r}{\omega_R \cdot r_r} = \frac{2\pi}{153 \frac{2\pi}{60}} = \frac{60}{153} = 0,39 \text{ s}$$

El número de vueltas por cada segundo:

$$\frac{Nvuelta}{s} = \frac{1}{0,39} = 2,55 \text{ vueltas}$$

Por cada vuelta tenemos ocho muestras, por tanto:

$$f_{mp} = 20 \text{ muestras por segundo}$$



Figura 6-2: Relación de marcas en rodillo de arrastre y rodillo palpador

<b>RODILLO PALPADOR</b> <b>(2 marcas)</b>	<b>RODILLO DE ARRASTRE</b> <b>(8 marcas)</b>
$f_{m\ p} = 32\ mps$	$f_{m\ p} = 20\ mps$

Tabla 6-3: Frecuencias de muestreo

La cantidad de datos registrados para las tres velocidades es la misma debido a que el equipo que registra no cambia (100 datos por segundo). Lo que si varía es la cantidad de reflectantes que se pueden aplicar tanto en el rodillo de arrastre como en el rodillo palpador. Esto implica que para cada uno de los tacómetros se realiza una media de los valores registrados de manera periódica según el número de reflectantes. De tal manera que el rodillo de arrastre tiene 8 reflectantes por lo que de los datos registrados se promedia cada 8 valores y eso dará la velocidad angular en esa vuelta. Lo mismo para los dos reflectantes del rodillo palpador. Esto nos permite ver la relación entre las velocidades a lo largo de la frenada no menos ruido en las gráficas.

Sin embargo, para el estudio del deslizamiento se toman los datos obtenidos sin tener en cuenta la simplificación con el fin de no falsear la medida.

### 6.3 Diseño y metodología de ensayos

En este apartado se describe el protocolo propuesto para la metodología de ensayos. Debido al gran volumen de ensayos a realizar es necesaria la planificación minuciosa de cada uno de ellos. Para ello se elabora una plantilla en la que aparecen los diferentes campos a cumplimentar en cada experimento. Es necesario estudiar los parámetros a variar que son de influencia en la fuerza de frenado

El proceso seguido es sistemático para garantizar la eficiencia de los ensayos. Primeramente se prepara el equipamiento y se adecúa el vehículo a la condición a

ensayar barriendo todas las combinaciones de variables expuestas anteriormente (P, T, Q, F).

Debido a la dificultad que presenta las variaciones de temperatura y presión, se procede inicialmente a realizar todos los ensayos para temperatura ambiente.

			Peso total eje (kg)				
	Q1:VACIO		829	SOLO CONDUCTOR			
	Q2:CARGA MEDIA		887	4 PESAS DE 20 KG			
	Q3:CARGA MÁXIMA		1025	7 PESAS DE 20 KG SUELO+4 DE 30KG ASIENTO			
			Temperatura °C				
	Alta (T3)		70-MAX				
	Media (T2)		50-70				
	Ambiente (T1)		20-25				
Tipo Neumático	Presión(bar)	Carga (kg)	Temperatura °C	Temperatura discos (°C)	ensayo mantenida	ensayo progresiva	ensayo severo
NEUMATICO NUEVO (NN)	P1 1,00 bares ajustada a °C	Q1	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q2	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q3	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
	P2 2 bares ajustada a °C	Q3	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q2	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q1	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
	P3 3 bares ajustada a °C	Q1	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q2	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q3	Ambiente (T1)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff

Figura 6-3: Protocolo de ensayos a temperatura ambiente

Posteriormente se planifican los ensayos de manera que los cambios de presión siempre se hagan a temperatura ambiente e intentando hacer el menor número de cambios de carga posible.



				Peso total eje (kg)			
	Q1 VACIO			829	SOLO CONDUCTOR		
	Q2 CARGA MEDIA			887	4 PESAS DE 20 KG		
	Q3 CARGA MÁXIMA			1025	7 PESAS DE 20 KG SUELO+4 DE 30KG ASIENTO		
			Temperatura °C				
	Alta (T3)		70-MAX				
	Media (T2)		50-70				
	Ambiente (T1)		20-25				
Tipo Neumático	Presión(bar)	Carga (kg)	Temperatura °C	Temperatura discos (°C)	ensayo mantenida	ensayo progresiva	ensayo severo
NEUMATICO NUEVO (NN)	P1 1,00 bares ajustada a °C	Q1	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q2	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q3	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
	P2 2 bares ajustada a °C	Q3	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q2	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q1	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
	P3 3 bares ajustada a °C	Q1	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q2	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
		Q3	Alta (T3)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff
			Media (T2)		wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff	wr,vr,wp,vp,fp,ff

Figura 6-4: Protocolo de ensayos con variación de temperatura

Para cada condición y tipo de frenada se registran los siguientes datos:

- Velocidad angular del rodillo de arrastre
- Velocidad angular del rodillo palpador
- Fuerza de frenada
- Fuerza ejercida en el pedal de freno

Debido al gran número de frenadas y para garantizar que las medidas son comparables, se estudia cómo afecta el número de frenadas al sistema de frenos. Para ello, antes de la realización de las pruebas de la presente tesis, se practican tandas de frenadas en el frenómetro, se mide la temperatura del disco tras cada



frenada. Se repite el proceso hasta 60 frenadas, número de frenadas máximas que se hacen en un día. Se obtiene la evolución que muestra la Figura 6-5, como se puede observar la temperatura de los discos no aumenta en exceso. En este gráfico se muestran frenadas consecutivas, sin embargo en los ensayos del presente trabajo, al variar de condición de presión y de carga, los discos experimentarán una bajada de temperatura mayor por lo que se puede afirmar que los resultados de los ensayos serán comparables, sin verse afectados por la diferencia de temperatura de los discos.

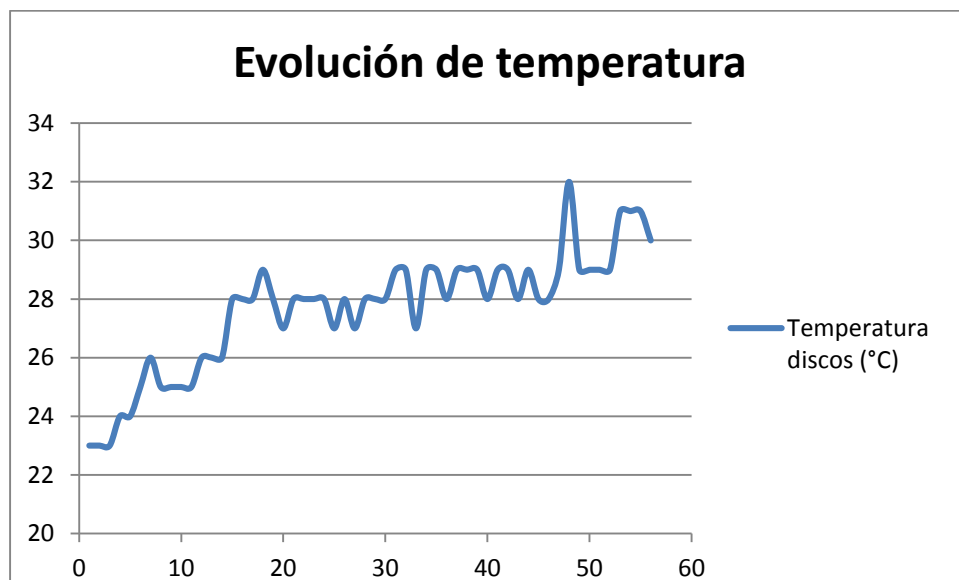


Figura 6-5: Evolución de la temperatura del disco de frenos tras frenadas en frenómetro

### 6.3.1 Consideraciones relativas a la frenada realizada en frenómetro.

Como se ha visto anteriormente, en lugar de obtener una huella rectangular plana, se tienen dos huellas de contacto, una en cada uno de los rodillos. Empleando una cámara de alta velocidad Photron (modelo SA3) se observa un hecho muy importante (Figura 6-6): durante la frenada progresiva el neumático está en contacto con los dos

rodillos del frenómetro, pero en la frenada máxima, la rueda se apoya exclusivamente en el rodillo trasero. La rueda galopa sobre el primero de ellos, fijando su punto de apoyo en el rodillo trasero. En la Figura 6-6 se aprecia el despegue de la rueda en el segundo fotograma y en el tercero el neumático apoyando solo en el rodillo trasero. El centro de la rueda describe un arco respecto del eje del rodillo trasero. El neumático alcanza la máxima adherencia y su radio disminuye. Este efecto deberá estudiarse posteriormente en profundidad.



Figura 6-6: Serie de imágenes de frenado

En la Figura 6-7 se observa más en detalle el fenómeno descrito antes respecto de la disminución del radio del neumático.



Figura 6-7: El neumático galopa sobre el rodillo trasero

La frenada de máxima adherencia se verifica exclusivamente en el rodillo trasero del frenómetro.

### **6.3.2 Determinación experimental de la fuerza de frenada en frenómetro**

Como se explicó en el apartado 6.1, se han simulado diferentes modos de frenada en el frenómetro. Para cada tipo de frenada se ha obtenido la fuerza de frenada, así como la fuerza ejercida en el pedal de freno. Se ha estudiado la variación de la fuerza de frenado en función del tiempo para poder utilizar posteriormente las ecuaciones para conocer la sensibilidad que tiene dicha fuerza frente a sus diferentes variables.

En frenómetro se simularán tres tipos diferentes de frenada que se pueden producir en una situación real de conducción.

#### **FRENADA PROGRESIVA**

Se trata de una frenada suave, en la que el conductor aumenta la fuerza en el pedal del freno, hasta llegar conseguir la detención del vehículo. En el frenómetro, se consigue de forma análoga, pudiendo llegar a máxima adherencia desencadenando la finalización de la prueba.

Para un vehículo turismo (objeto de estas pruebas de laboratorio), la fuerza a aplicar en el pedal que se encuentra entre 9-10 daN.

### FRENADA MANTENIDA

Se trata de una frenada constante y continuada sin llegar a la detención del vehículo. Este tipo de frenada se emplea en circulación en carretera cuando se puede actuar en el pedal del freno con mucha anticipación. En el frenómetro, se consigue aplicando una fuerza constante sobre el pedal del freno.

La fuerza a aplicar en el pedal, en estos ensayos de laboratorio, se encuentra entre 10-11 daN.

### FRENADA DE SEVERA O DE EMERGENCIA

Se trata de una frenada rápida y brusca. Como su nombre indica, se realiza en situaciones de emergencia donde la distancia de frenado debe ser la menor posible. En el frenómetro, se consigue aplicando una fuerza elevada de manera que se pise el pedal a fondo en el menor tiempo posible. Este es el caso que se denomina en el presente trabajo como frenado en máxima adherencia.

La fuerza a aplicar en el pedal es de unos 40 daN.

Las fuerzas aplicadas en el pedal para los diferentes tipos de frenadas se resumen en Tabla 6-4.

TIPOS DE FRENADA	FUERZA EN PEDAL (daN)
Progresiva	9-10
Mantenida	10-11
Emergencia	40

Tabla 6-4: Fuerza aplicada en el pedal de freno según tipo de frenada

### 6.3.2.1 Frenado en régimen permanente

El frenado en régimen permanente es un estado en el que se está frenando sin llegar a la máxima adherencia, es decir, el coeficiente de esfuerzo de frenado ( $\mu_{xf}$ ) va aumentando progresivamente a medida que lo hace la fuerza de frenado para el caso de frenada progresiva y se mantiene constante para el caso de frenada mantenida.

Si se observa la Figura 6-8, este estado corresponde a la zona OA, donde existe una variación prácticamente lineal del coeficiente de esfuerzo de frenado con el deslizamiento; esto se explica por el hecho de que, por debajo de un cierto valor del esfuerzo de frenado, el deslizamiento se debe, exclusivamente, a la deformación elástica de la banda de rodamiento. Si aumenta el par de frenado aplicado a la rueda, se iniciará el deslizamiento físico del neumático sobre la superficie de rodadura, lo que sucede en la parte posterior de la zona de contacto.

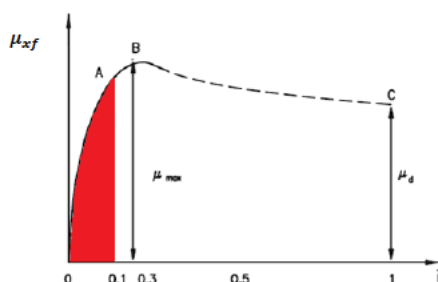


Figura 6-8: Variación de coeficiente de esfuerzo de frenado con el deslizamiento longitudinal

Para un frenómetro en una frenada progresiva se observa, en general (Figura 6-9), la evolución temporal de la fuerza tractora del rodillo y la fuerza de frenado en rueda. Aquí, la fuerza de frenado aumenta con el tiempo durante la frenada, mientras que la fuerza tractora de los rodillos permanece constante.

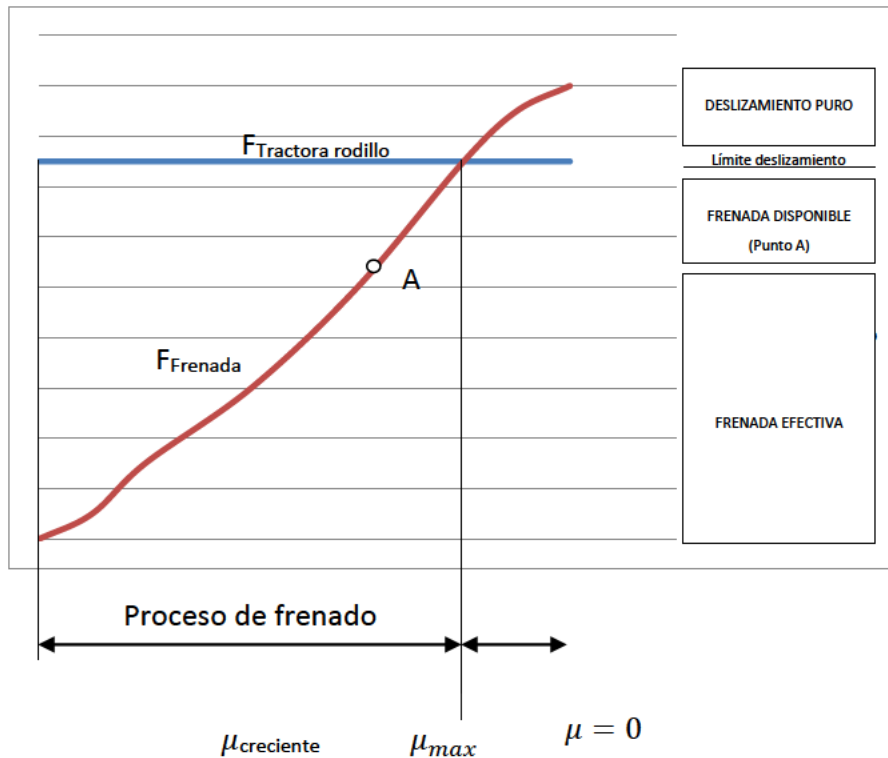


Figura 6-9: Evolución de fuerzas en un frenómetro

En la Figura 6-9 se observa que para cada instante de tiempo tendremos una frenada efectiva y una frenada todavía disponible ( $\mu$  creciente), hasta llegar al límite de deslizamiento. Este límite se define al igualarse la fuerza de frenada a la fuerza tractora del rodillo ( $\mu_{max}$ ). En el momento que la fuerza de frenada supere el valor de la fuerza tractora se llega al deslizamiento puro ( $\mu = 0$ ).

Durante el proceso de frenada se tiene una fuerza de frenada disponible, que dependerá del sistema de frenos y del contacto entre las superficies del neumático y de los rodillos. En un instante determinado, perteneciente al proceso de frenado (punto A, Figura 6-9), se tiene una fuerza de frenada ya aplicada (frenada efectiva) y al no haber superado el punto donde comienza el deslizamiento se tiene una frenada

disponible, es decir, la fuerza de frenada puede seguir aumentando (disminuyendo así la velocidad de la rueda) hasta que aparezca el deslizamiento.

En una frenada en régimen permanente, y hasta llegar al límite de adherencia, se tiene una frenada efectiva y una frenada disponible. Si se conoce donde se encuentra ese punto donde comienza el deslizamiento se podría estudiar cómo adecuar la frenada en cada situación y así tener un mejor aprovechamiento de la fuerza de frenado.

### FRENADA PROGRESIVA

Como se dijo anteriormente, es una frenada suave y progresiva hasta llegar a la máxima adherencia y por tanto a la fuerza de frenada máxima. Esta equivale a la frenada que se realiza habitualmente durante la conducción. Este tipo de frenada corresponde a las frenadas que se realizan en las estaciones de ITV según indica en Manual de procedimiento [66].

En la Figura 6-10 se muestra la fuerza de frenado frente al tiempo. Se observa que la fuerza de frenada no comienza en 0 daN. El motivo es que el frenómetro calcula el valor de resistencia al movimiento, que incluye la resistencia a la rodadura y la producida por los elementos que componen el equipo (cadenas, cojinetes, etc...). En este caso se trata de un valor de resistencia al movimiento de 55 daN, aproximadamente.

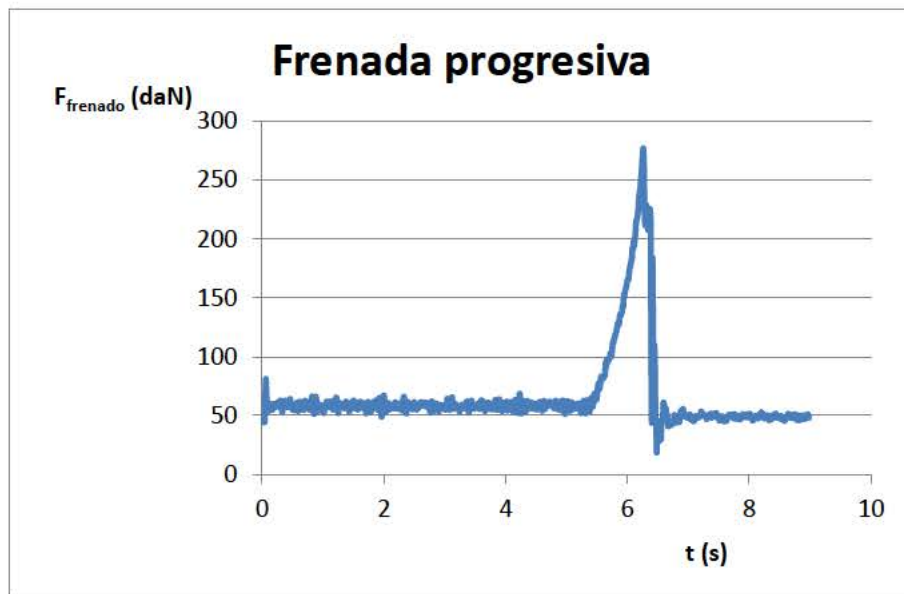


Figura 6-10: Fuerza de frenada en frenada progresiva

A medida que se aumenta la fuerza que se ejerce en el pedal de freno, aumenta la fuerza de frenada, pasando de 55 a 277 daN, siendo éste último el valor máximo.

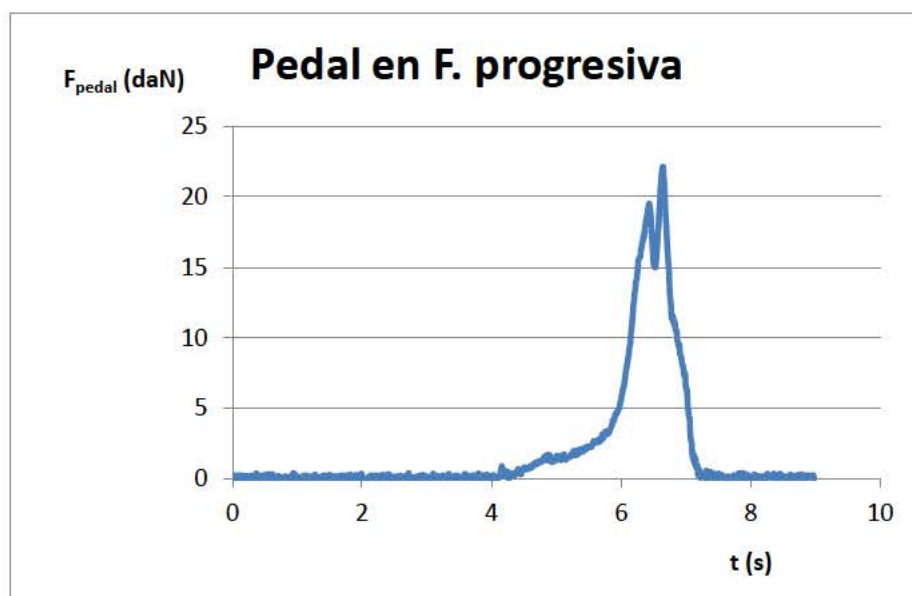


Figura 6-11: Fuerza ejercida en el pedal en frenada progresiva



Para esta frenada se ha ejercido una fuerza de 15 daN en el pedal de freno (Figura 6-11). Alcanzado el valor máximo de frenada, el frenómetro detiene sus motores pasando a ser nula la fuerza de frenada.

Las oscilaciones posteriores a la frenada máxima que se pueden observar en la Figura 6-10 se producen debido al rebote de la rueda tras la frenada, cuyo movimiento se registra por la célula de carga.

Si se acota la zona de la frenada exclusivamente, la gráfica que se obtiene es la representada en la Figura 6-12.

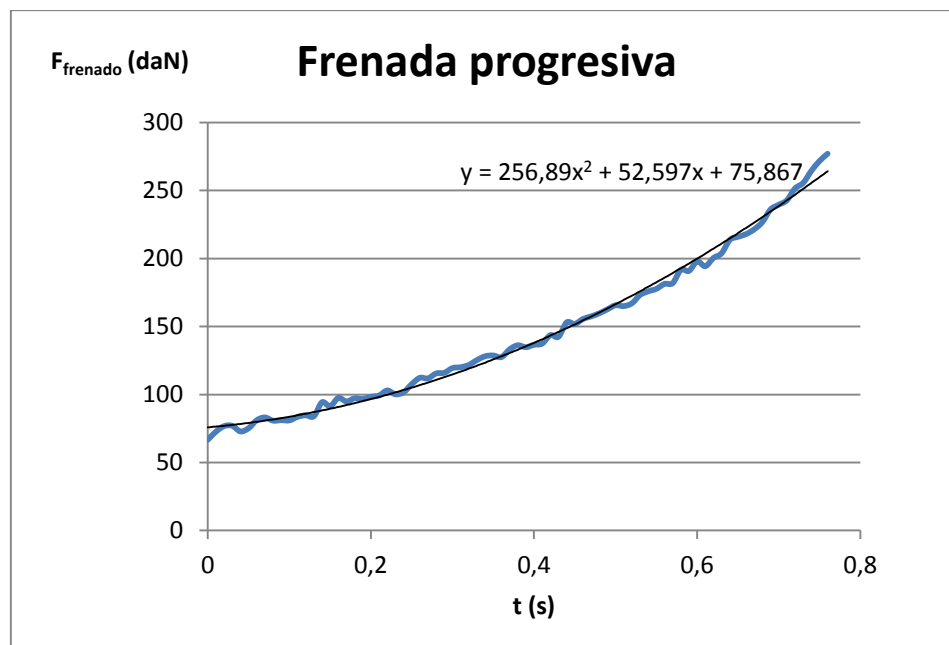


Figura 6-12: Fuerza de frenado progresiva (0,77 segundos)

En este caso, pasamos de tener 9 segundos de registro de datos a sólo 0,8 segundos en los que se produce la frenada, desde el momento en el que se empieza a accionar el pedal de freno hasta llegar al valor máximo de frenada.

Con estos datos se obtiene la línea de tendencia de la fuerza de frenada en el caso de frenada progresiva. Ecuación que utilizaremos posteriormente para evaluar la sensibilidad de la fuerza de frenada frente a sus variables.

### FRENADA MANTENIDA

Al igual que en el caso anterior, en la Figura 6-13, la prueba comienza con un valor de fuerza de frenada que corresponde a la resistencia al movimiento, aproximadamente 55 daN. Cuando se comienza a aplicar una fuerza constante en el pedal de freno (Figura 6-14) se puede ver como la fuerza de frenado aumenta. En este caso para una fuerza de pedal de 2,3 daN, se obtiene una fuerza de frenado de 96 daN. Para concluir la prueba se procede a realizar una frenada progresiva hasta alcanzar la máxima adherencia y por tanto la fuerza de frenada máxima.

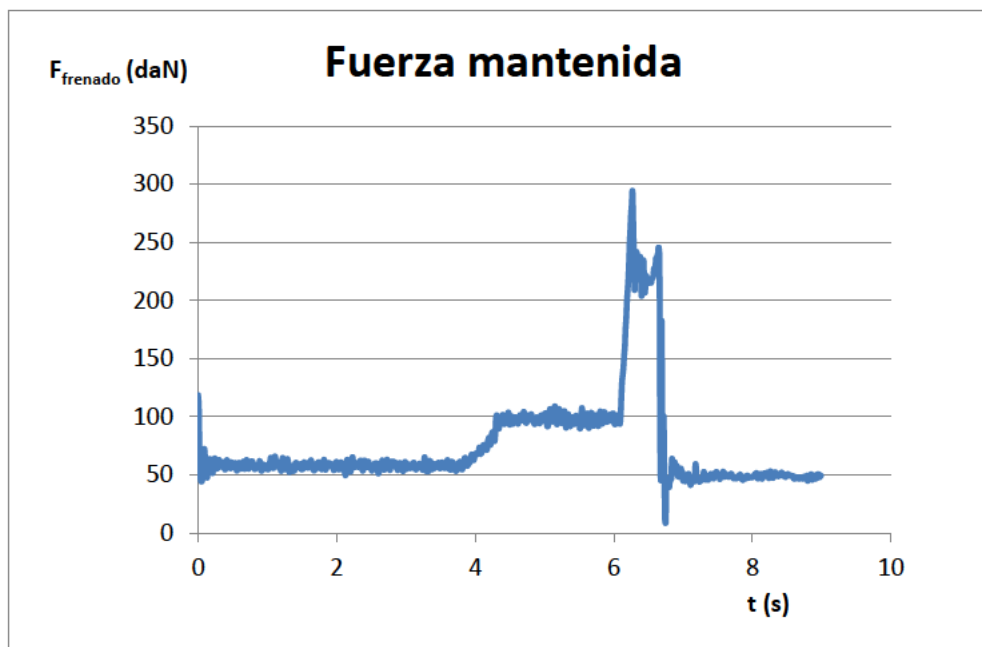


Figura 6-13: Fuerza de frenada en frenada mantenida

Para una fuerza de pedal de 20,14 daN, se obtiene el valor máximo de frenada, 290 daN. Alcanzado ese punto, al igual que en el caso anterior, el frenómetro para sus motores pasando a ser nula la fuerza de frenada. Las oscilaciones que se pueden observar registradas al final de la curva son debidas al rebote de la rueda tras la frenada.

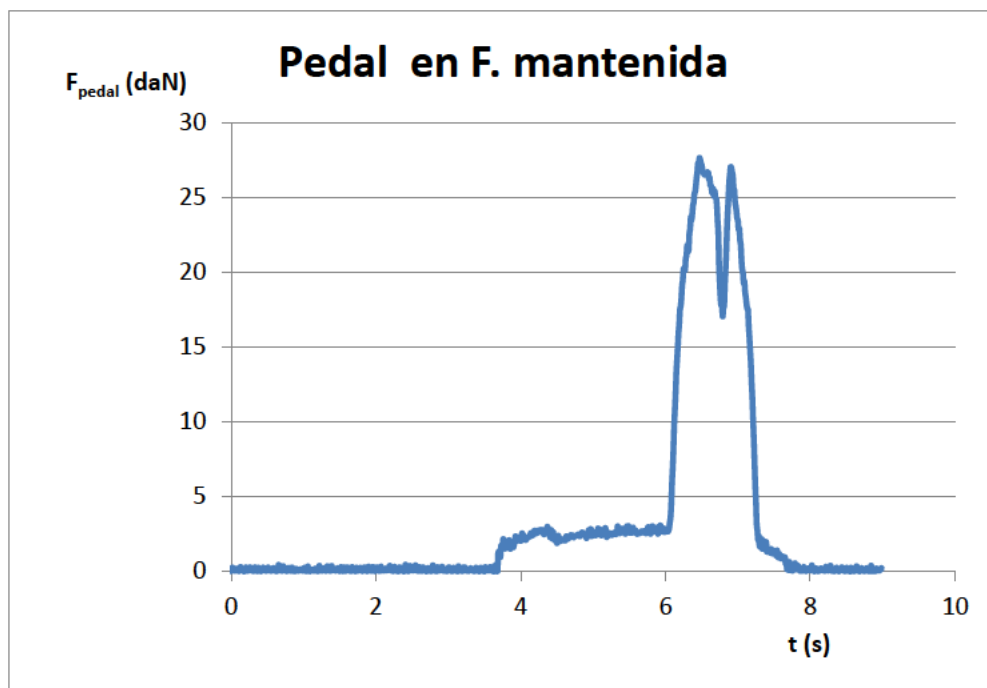


Figura 6-14: Fuerza ejercida en el pedal en frenada mantenida

Si se acota la zona de la frenada de interés para este caso, fuerza mantenida, en la Figura 6-14, la gráfica pasa a tener el siguiente aspecto (Figura 6-15):

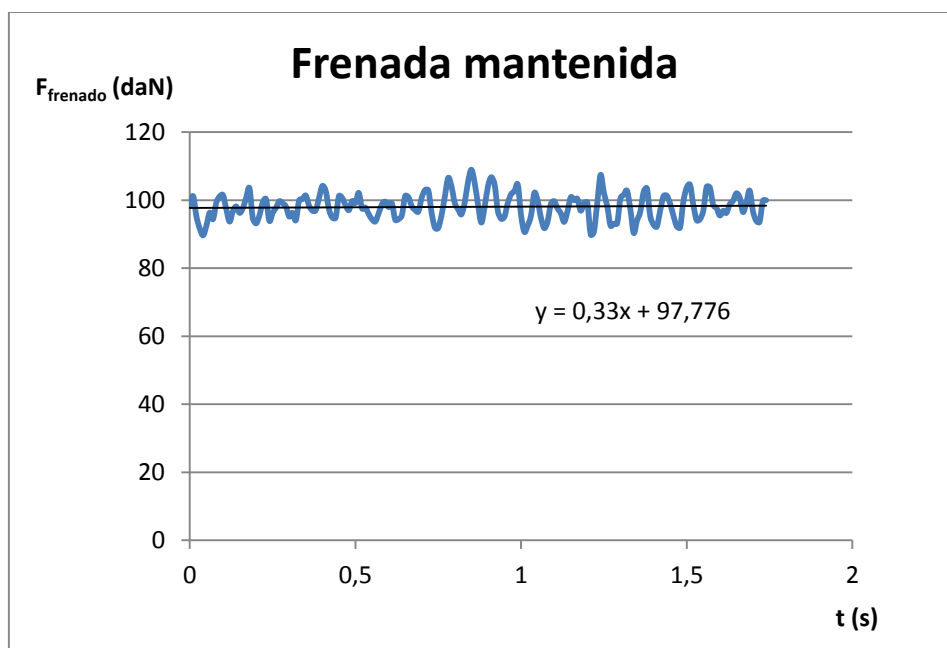


Figura 6-15: Fuerza de frenada en frenómetro. Frenada mantenida (1,74 segundos)

En este caso se trata de 1,74 segundos de frenada mantenida donde podemos ver la ecuación que tendría la línea de tendencia. La cantidad de datos de esta frenada dependerá del tiempo que se mantiene la fuerza ejercida en el pedal de freno.

### 6.3.2.2 Frenada en máxima adherencia

Este tipo de frenada se producen ante situaciones de peligro o en las pruebas de homologación en pista. Como se puede ver en la Figura 6-16 y la Figura 6-18 se trata de frenadas muy cortas en las que se ponen en juego fuerzas de frenada más elevadas que los dos tipos de frenadas anteriores.

En el momento en el que se pisa de manera brusca y rápida a fondo el pedal de freno se puede ver (Figura 6-17) que se pasa de 0 a 40 daN. La fuerza de frenada pasa de los 55 a los 238 daN casi de manera instantánea, a diferencia de la progresión ascendente del caso progresivo.

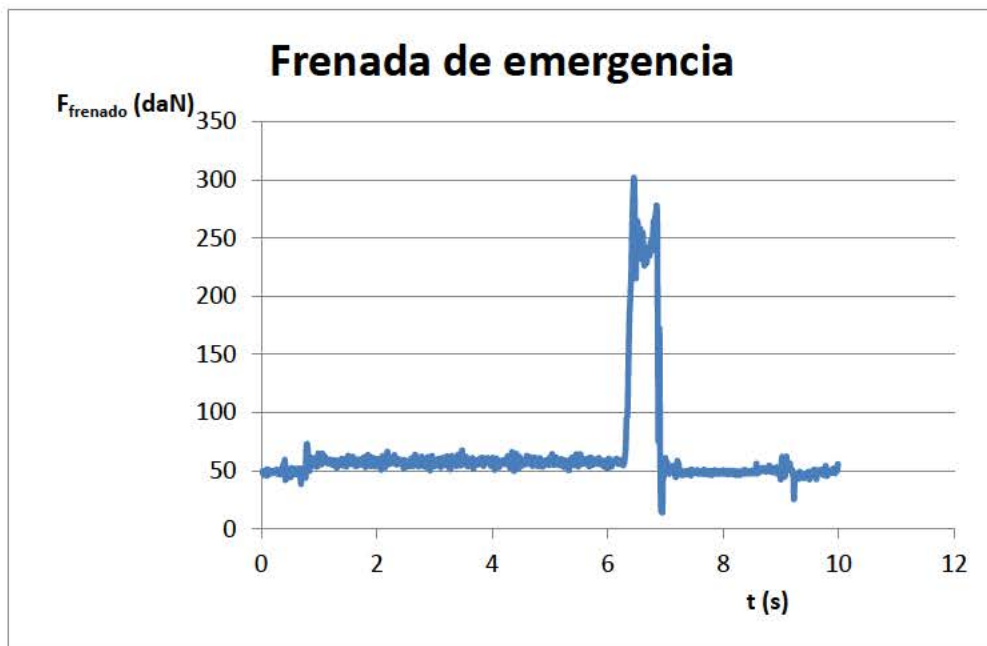


Figura 6-16: Fuerza de frenada en frenada de emergencia

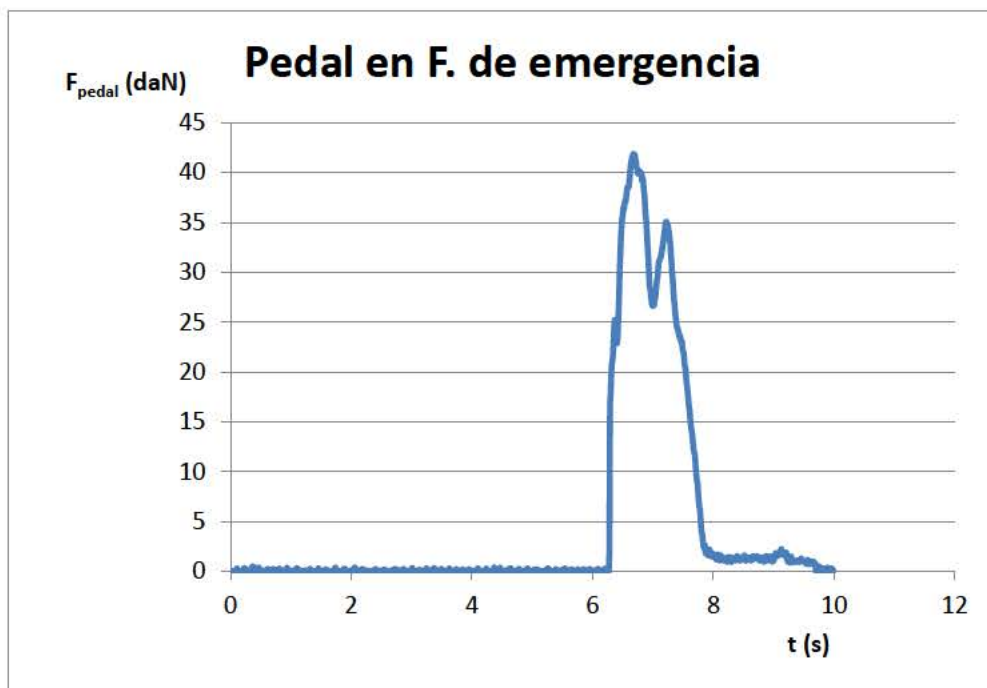


Figura 6-17: Fuerza ejercida en el pedal en frenada de emergencia

Si se muestra el detalle de la zona de frenada (Figura 6-18) se obtienen 0,16 segundos, cifra significativamente inferior que el caso de una frenada progresiva. Al igual que en los casos anteriores, se calcula la línea de tendencia para poder estudiar posteriormente la sensibilidad de la fuerza de frenado frente a sus variables.

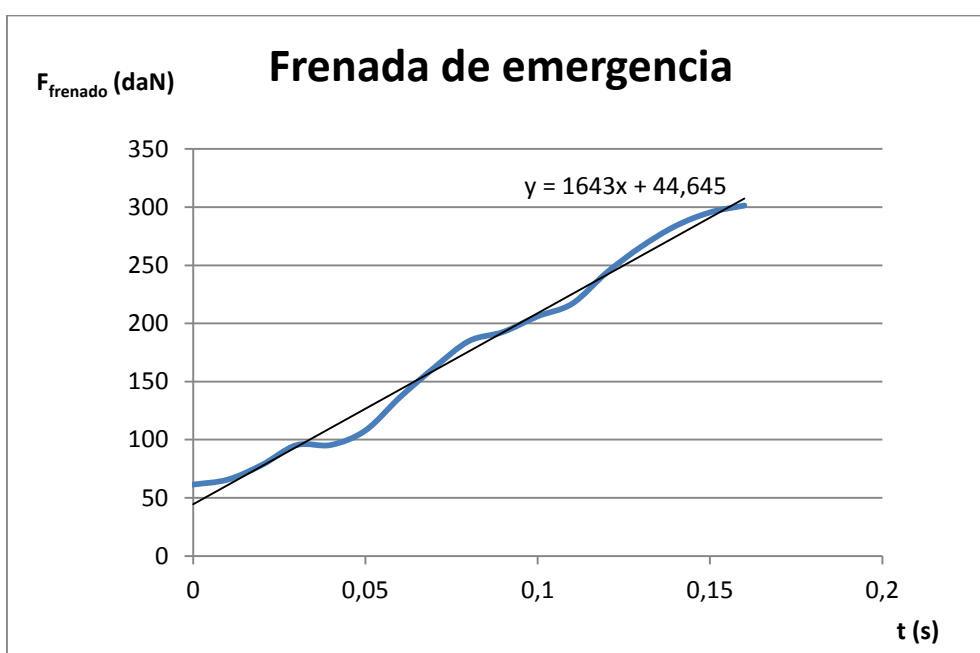


Figura 6-18: Fuerza de frenada en frenada de emergencia (0,16 segundos)

Por tanto, se puede resumir en la Figura 6-19 las expresiones de la fuerza de frenado en función del tiempo, para cada tipo de frenada.

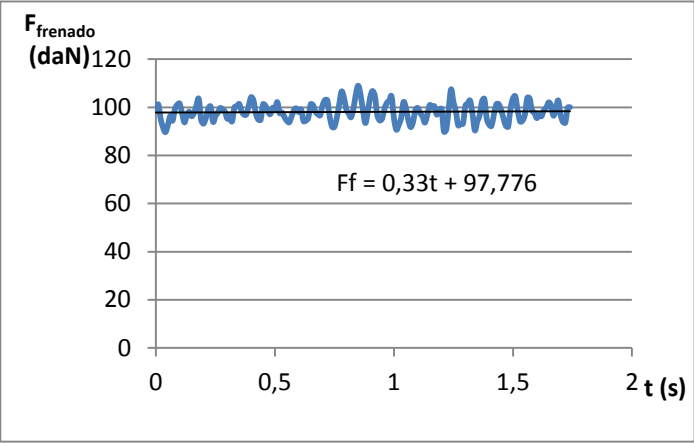
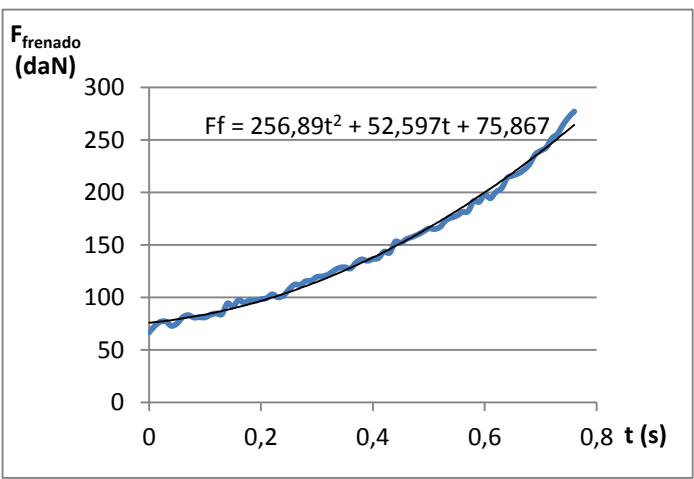
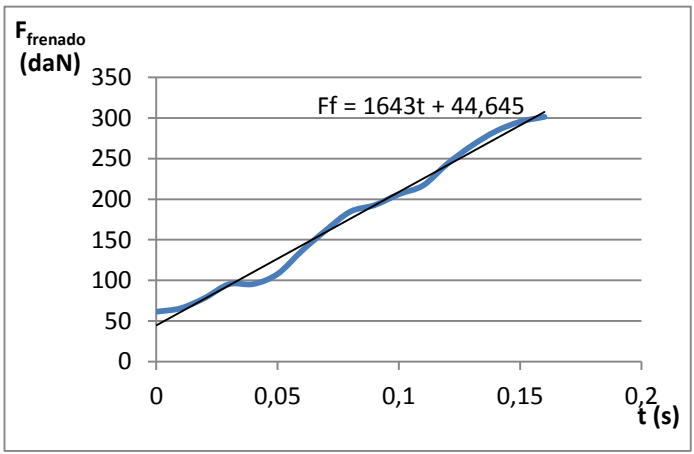
<p><b>Frenada mantenida</b></p>		<p><math>F_f = b^*</math></p> <p><math>b = 97,8</math></p> <p>*despreciando términos de orden 1</p> <p><math>\frac{\partial F_f}{\partial t} = 0</math></p>
<p><b>Frenada progresiva</b></p>		<p><math>F_f = a_1t^2 + b_1t + c_1</math></p> <p><math>a_1 = 256,9</math></p> <p><math>b_1 = 52,6</math></p> <p><math>c_1 = 75,9</math></p> <p><math>\frac{\partial F_f}{\partial t} = 2a_1t + b_1</math></p>
<p><b>Frenada severa</b></p>		<p><math>F_f = b_2t + c_2</math></p> <p><math>b_2 = 1643</math></p> <p><math>c_2 = 44,6</math></p> <p><math>\frac{\partial F_f}{\partial t} = b_2</math></p>

Figura 6-19: Expresiones de fuerza de frenada en función del tiempo para diferentes tipos de frenada

En la Figura 6-20, se representan las tres fuerzas de frenadas superpuestas. Se aprecia que en la frenada severa se obtiene una fuerza mucho mayor en un tiempo notablemente menor.

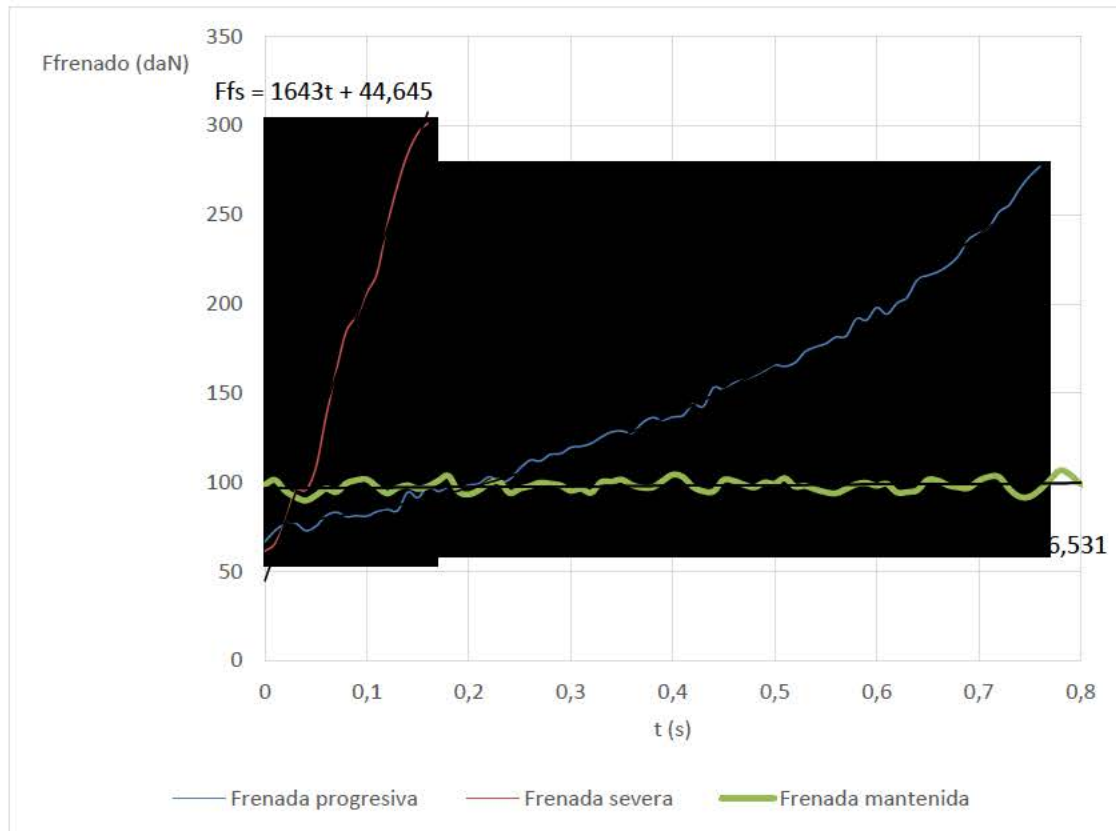


Figura 6-20: Comparativa de fuerza de frenada en función del tiempo para diferentes tipos de frenada

Si se representa la proporción de fuerza de frenada para cada tipo de ensayo, se observa, en la Figura 6-21, que en una frenada de emergencia se obtiene una fuerza de frenada máxima casi del doble que en una frenada progresiva.



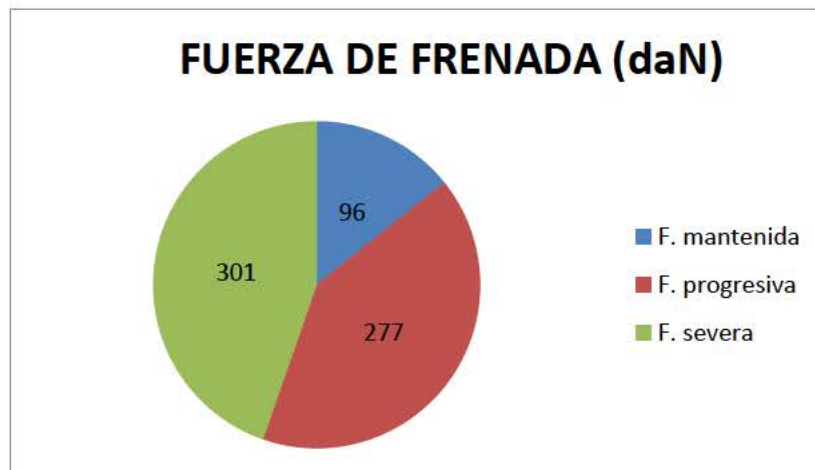


Figura 6-21: Fuerza de frenada obtenida según tipo de frenada

Al representar la proporción de fuerza aplicada en el pedal, en la Figura 6-22, se observa que la fuerza ejercida en el pedal es muy superior en las frenadas severas que en las progresivas, siendo, aproximadamente el doble.

En el caso de frenada progresiva con 15 daN en pedal se obtienen 277 daN de fuerza de frenada mientras que en una frenada de emergencia se aplica cuatro veces más fuerza en el pedal de freno (32 daN) y se obtienen fuerzas de frenada superiores (301 daN) pero no con la misma proporción de la fuerza de pedal.

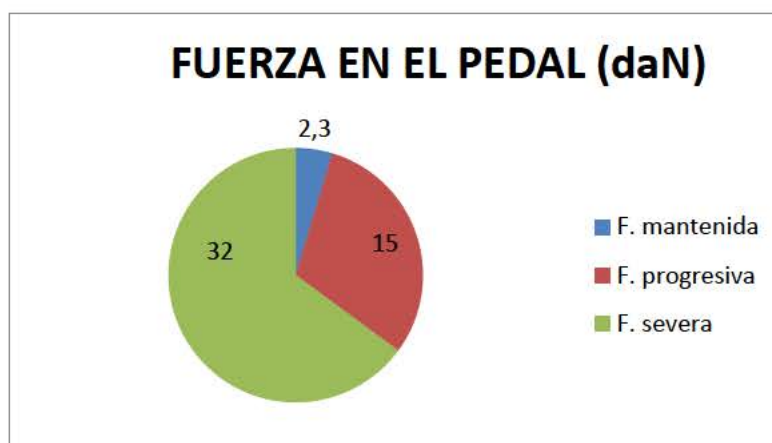


Figura 6-22: Fuerza en el pedal obtenida según tipo de frenada

### 6.3.3 Definición de condiciones variables

Gracias al equipamiento mencionado se pueden realizar los ensayos en diferentes condiciones externas, variando:

- Presión de inflado
- Temperatura del neumático
- Carga vertical
- Tipo de frenada.
- Fuerza aplicada en el pedal del freno

Con el fin, de estimar cuales deben ser los valores elegidos para cada variable, se estudian por separado para poder seleccionar el rango más adecuado para los ensayos.

#### PRESIÓN DE INFLADO

Según las indicaciones del fabricante la presión óptima, y por tanto cuando el neumático ofrecerá mejor comportamiento, es de 2bar. Para el diseño de los ensayos se analizará el comportamiento para presión normal (óptima), a una presión elevada y a baja presión.

Se consideran 3 bar para el caso de presión elevada y 1 bar para baja presión.

Se establecen como límite superior e inferior los valores descritos considerando peligroso elevar la presión por encima del máximo o disminuyéndola por debajo del mínimo.

PRESION (bar)		
BAJA (P1)	MEDIA (P2)	ALTA (P3)
1	2	3

Tabla 6-5: Condiciones de presión de inflado

Se ajusta la presión con el manómetro teniendo en cuenta que ha de realizarse el ajuste a temperatura ambiente. En la Figura 6-23 se muestra el proceso de ajustar la presión.



Figura 6-23: Ajuste de presión

### TEMPERATURA

Resulta complicado tomar una decisión de que intervalo de temperaturas analizar si no se dispone de antecedentes. Para determinar este parámetro se realiza un estudio de temperatura con el fin de analizar la viabilidad de los ensayos.

En primer lugar hay que definir la temperatura máxima a la que realizar los ensayos. Para ello se pone en funcionamiento la manta térmica y se observa la temperatura máxima a la que es capaz llegar la banda de rodadura del neumático. La temperatura en la banda de rodadura se mide con el pirómetro. La Figura 6-24 se muestra el proceso de calentamiento del neumático.



Figura 6-24: Calentamiento del neumático

Se analiza el proceso de calentamiento-enfriamiento de la banda de rodadura. Se pone en funcionamiento la manta térmica y se cronometra el tiempo que tarda en marcar una temperatura de 105°C. La banda de rodadura del neumático no llega a alcanzar la temperatura de la manta térmica, por lo que la temperatura a la que se ponen las mantas ha de ser mayor a la deseada para la banda de rodadura. El proceso de calentamiento se realiza en una hora.

Se retira la manta térmica lo más rápido posible y se pone el cronómetro en funcionamiento. Con el pirómetro se mide la variación de temperatura en la banda de rodadura. La Figura 6-25 muestra la variación de temperatura del neumático, indicada por el pirómetro.

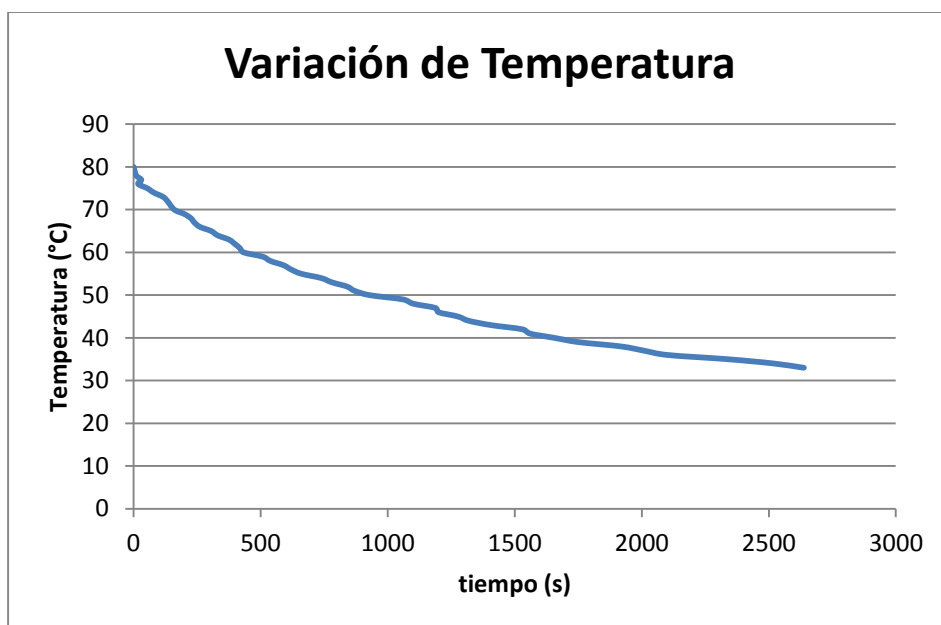


Figura 6-25: Representación de la disminución de temperatura en función del tiempo

Se observa que para temperaturas altas, el neumático se enfría muy rápidamente, esto hace que no sea viable fijar una temperatura concreta de ensayo a alta temperatura ya que la disminución de la misma durante el ensayo es considerable. En la Tabla 6-6 se puede observar el tiempo que tarda en disminuir 10 grados la temperatura.

De 80° a 70°	160 s	2'40''
De 70° a 60°	273 s	4'33''
De 60° a 50°	496 s	8'16''
De 50° a 40°	727 s	12'7''
De 40° a 30°	Más de 982s	Más de 16'

Tabla 6-6: Enfriamiento de la banda de rodadura en función del tiempo

A partir de los resultados obtenidos, se consideran representativas las pruebas a tres temperaturas: alta, media y ambiente.

Por lo expuesto, el procedimiento a seguir será calentar durante una hora el neumático, consiguiendo así el valor de temperatura máximo. Se realizará la primera medida comprobando que la frenada se realiza por encima de 70 grados. Tras el ensayo se realizará un segundo ensayo que sería a temperatura media comprobando que la banda se encuentra entre 50-70 grados.

TEMPERATURA (°C)		
BAJA (T1)	MEDIA (T2)	ALTA (T3)
20-25	50-70	70-MAX

Tabla 6-7: Condiciones de temperatura de la banda de rodadura

### CARGA

Para establecer los valores de la carga a considerar, primeramente debemos conocer los límites que nos marca el fabricante. Los vehículos, tienen un límite de carga denominado Masa Técnica Máxima Autorizada (MTMA), que se refleja en su ficha técnica. Esta MTMA viene especificada para cada uno de los ejes, por lo que se puede conocer la máxima carga permitida en el eje delantero del vehículo. Además, los neumáticos están diseñados para soportar un límite de carga máximo que ha de ser superior al límite que le corresponde al vehículo, por lo que someter al eje delantero del vehículo a su MTMA no debe suponer problema para el neumático.

Se considera representativo el estudio a tres valores de carga diferentes: en carga máxima y en carga media, además del vehículo en vacío. El valor de carga máxima será un valor ligeramente superior al máximo permitido. La MTMA del eje delantero del vehículo empleado en los ensayos es de 1000kg y el peso en estado de carga

máxima ( $Q_3$ ) será de 1.025 kg. Para conseguir este peso se colocan 7 pesas de 20 kg en el suelo del copiloto y 4 pesas de 30 kg sobre el asiento. Además se le debe añadir el peso del conductor 115 kg. En la Figura 6-26 se puede ver la distribución del peso.



Figura 6-26: Carga del vehículo.

El vehículo se pesa, con el conductor y el valor registrado es la masa que gravita en la rueda delantera derecha. No es necesario volver a pesar el vehículo durante los ensayos ya que se toma el valor obtenido en este apartado para todas las pruebas.

La carga media ( $Q_2$ ) se consigue con 4 pesas de 20 kg en el suelo del copiloto, además del conductor.

El vehículo en vacío ( $Q_1$ ) considera solamente el peso del conductor no cargando ningún peso en el lado del copiloto.

Se obtienen los resultados que muestra la Tabla 6-8.



PESO (kg)		
VACÍO (Q1)	MEDIA (Q2)	ALTA (Q3)
829	887	1025

Tabla 6-8: Condiciones de carga del vehículo

### TIPO DE FRENADA

Para cada una de las condiciones expuestas se harán tres tipos de frenada comentados anteriormente.

- Frenada progresiva
- Frenada severa
- Frenada mantenida

### FUERZA APLICADA EN EL PEDAL DEL FRENO (solo frenada mantenida)

Se estudiará el proceso de régimen permanente en la frenada. Para poder evaluar los datos lo más exhaustivamente posible, se deben registrar las fuerzas de frenado en diferentes intervalos de fuerza aplicada en el pedal de freno. Debido a que el pedal de freno no tiene un visualizador, sino que se debe utilizar el sistema de adquisición de datos externo, no es posible regular diferentes frenadas. Para la realización de este tipo de frenada previamente se ha realizado la frenada progresiva y se intenta mantener una fuerza de pedal intermedia manteniéndola constante.

Tras mantener durante unos segundos la fuerza mantenida se procede a realizar una frenada progresiva llegando a frenada máxima. La fuerza de pedal se mantendrá entre 5 y 50 N.



FUERZA EN PEDAL (N)
(F1)
(5-50)

Tabla 6-9: Condiciones de fuerza aplicada en el pedal de freno

### 6.3.4 Parámetros de Ensayos

Tras el desarrollo teórico del modelo, se procede a la experimentación para poder conocer el punto de la huella donde comienza el deslizamiento durante un proceso de frenada en el frenómetro.

Para ello se deben medir y registrar diferentes parámetros que intervienen en la fuerza de frenada, desarrollada en el capítulo 4, para cada uno de los tres casos posibles de frenadas, en frenómetro.

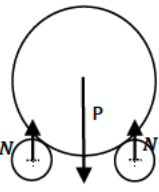
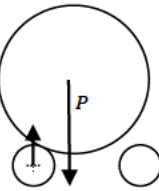
	$F_f$ progresiva	$F_f = \frac{N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}}{r_c}$
	$F_f$ constante	$F_f = \frac{N_T - R_r \cdot r_c}{r_c}$
	Frenada de emergencia	$F_f = \frac{N_T - \left[ m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta + R_r \cdot r_r - M \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \right]}{r_r}$

Tabla 6-10: Ecuaciones de fuerza de frenada para cada estado de frenada

Para el diseño de los ensayos se deben estudiar con anterioridad que parámetros son conocidos, cuáles pueden ser medidos y cuáles pueden ser calculados (Tabla 6-11).

$K_x$ (Rigidez longitudinal del neumático)	ESTIMADA	CONSTANTE
$i$ (Deslizamiento instantáneo)	CALCULADO	VARIABLE
$b_c$ (anchura de la huella de contacto)	MEDIDA	VARIABLE
$l_c$ (longitud de la huella de contacto)	MEDIDA	VARIABLE
$F_f$ (fuerza de frenada)	MEDIDA/CALCULADA	VARIABLE
$R_M$ (resistencia al movimiento)	MEDIDA	CONSTANTE
$N_T$ (Par de tracción)	CALCULADA	CONSTANTE
$r_c$ (radio en el contacto neumático-rodillo)	CALCULADO	VARIABLE

Tabla 6-11: Variables que intervienen en los ensayos

#### 6.3.4.1 Parámetros constantes (calculados, estimados y medidos)

El valor de par y fuerza de tracción se mantienen constantes durante la prueba de frenada, así como para cada una de las condiciones que se experimentan.

Sus valores son obtenidos de las características de fabricación del motor eléctrico del frenómetro conectado a los rodillos de arrastre.

##### CALCULO DEL PAR DE TRACCIÓN $N_T$

A continuación se procede a calcular el par de tracción ejercido por el motor eléctrico del frenómetro para vehículos ligeros.

Para el cálculo del par de tracción de un motor eléctrico, es necesario conocer sus características técnicas, normalmente reflejadas, en la placa del fabricante.

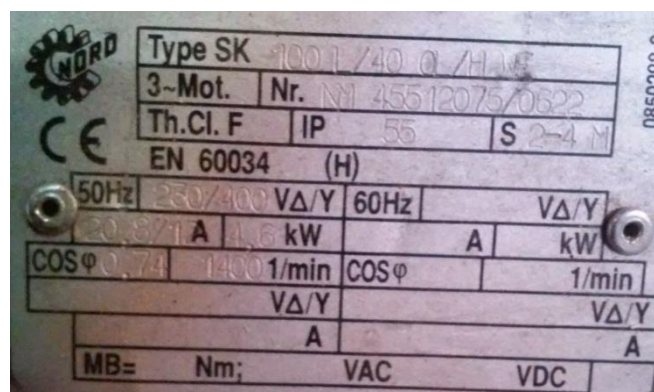


Figura 6-27: Placa de características del motor eléctrico del frenómetro

Las características técnicas del motor eléctrico, tal y como se muestra en la Figura 6-27, son:

- Motor trifásico
- Velocidad angular: 1400 rpm
- Intensidad de corriente: 20,871 A

- Frecuencia de la tensión de alimentación: 50 Hz
- Potencia nominal (potencia al eje): 4,6 kW
- Tipo de protección: Carcasa IP-55
- $\cos\varphi = 0,74$

Una vez conocidas la velocidad angular nominal y la potencia nominal del motor eléctrico es posible calcular el par de tracción, ya que:

$$N_{tracción} = \frac{P_{nominal}}{\omega}$$

siendo:

$$P_{nominal} = 4,6 \text{ kW} = 4600 \text{ W}$$

$$\omega = 1400 \text{ rpm} = 1400 \cdot \frac{2\pi}{60} \text{ rad/s}$$

Por lo tanto:

$$N_{tracción} = \frac{4600}{1400 \cdot \frac{2\pi}{60}} = \frac{4600 \cdot 60}{1400 \cdot 2\pi}$$

$$N_{tracción} = 31,376 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como el motor está provisto de una reductora, el valor obtenido no es el par en rodillos por lo que se ha consultado al fabricante y el valor de par de tracción en rodillo es de

$$N_{tracción \text{ rodillo}} = 531,75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### RIGIDEZ LONGITUDINAL Y RESISTENCIA AL MOVIMIENTO

Se estima el valor de rigidez longitudinal del neumático. Será el mismo valor para las diferentes condiciones de ensayo. Se considera constante la resistencia al movimiento medida por el frenómetro, cuyo valor es de 55 daN,

Los valores empleados para los cálculos en la presente tesis doctoral son los siguientes:

$K_x$ (Rigidez longitudinal del neumático)	$255 \frac{kN}{unid. deslíz}$
$R_M$ (resistencia al movimiento)	55 daN
$N_T$ (Par de tracción)	$31,376 N \cdot m$

Tabla 6-12: Resumen de valores calculados y estimados

#### 6.3.4.2 Parámetros variables medidos

### FUERZA DE FRENADO

La fuerza de frenada se obtiene de la célula de carga que aloja el frenómetro en su interior. Mediante el equipo controlador PXI de National Instruments, se registrará de manera continua.

### DIMENSIONES DE LA HUELLA DE CONTACTO

Para conocer las dimensiones de la huella se realizan impresiones de las mismas, en estático, para cada una de las condiciones de ensayo. Esta información está recogida en el capítulo 5.

### RADIO DE RODILLO Y RADIO DEL NEUMÁTICO

Además de la fuerza de frenada y las dimensiones de la huella se debe medir el radio del rodillo (se mantiene constante para todas y cada una de las pruebas) y el radio exterior del neumático (varía en función de las condiciones de cada prueba). Al igual que se obtuvo el radio del rodillo, mediante el circómetro, se mide el de la rueda (variando las condiciones de presión de inflado). Como se verá posteriormente estos valores serán necesarios para conocer el radio de contacto.

En la Tabla 6-13 se resumen como obtener cada uno de los parámetros a medir.

$b_c$ (anchura de la huella de contacto)	Impresión manual	Medida para cada condición (P,Q)
$l_c$ (longitud de la huella de contacto)	Impresión manual	Medida para cada condición (P,Q)
$r_R$ (radio del rodillo de arrastre)	Mediante circómetro	Se mantiene constante
$r$ (radio del neumático)	Mediante circómetro	Medida para cada condición (P)
$F_x$ (fuerza de frenada)	Frenómetro	Registro continuo

Tabla 6-13: Resumen de parámetros medidos

### 6.3.4.3 Parámetros variables calculados

#### RADIO DE CONTACTO

En el neumático se deben tener en cuenta dos radios diferentes; el radio de contacto con el rodillo ( $r_c$ ) y el radio exterior del neumático ( $r$ ). Siendo siempre  $r > r_c$  (Figura 6-28).

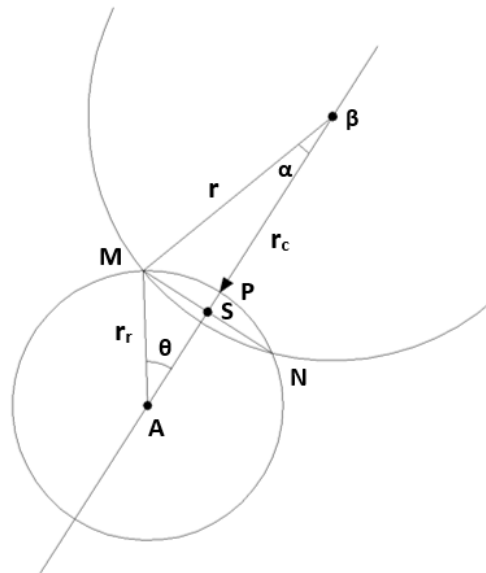


Figura 6-28: Radios del neumático

El radio de contacto se calculará del siguiente modo, siendo necesario conocer el ángulo abarcado, el cual se obtiene de las huellas impresas para cada condición de ensayo.

$$r_c = r \cdot \cos \alpha - r_r (1 - \cos \theta)$$

$$\overline{MS} = r_r \cdot \sin \theta = r \cdot \sin \alpha$$

de esta expresión se conoce el radio del neumático,

$$r = r_r \frac{\sin \theta}{\sin \alpha}$$

quedando el radio efectivo de contacto,

$$r_c = r_r \left( \frac{\sin \theta}{\tan \alpha} - 1 + \cos \theta \right)$$

siendo,

$r_c$ : radio efectivo en el contacto del neumático-rodillo

$r_r$ : radio del rodillo de arrastre  $r_{r1} = r_{r2} = r_r$

$r$ : radio del neumático

### DESLIZAMIENTO

El cálculo del deslizamiento para un proceso de frenado se determina de la siguiente manera:

$$i = 1 - \frac{v}{v_R} = 1 - \frac{\omega \cdot r}{\omega_R \cdot r_r}$$

siendo:

$\omega_R$ : velocidad angular del rodillo

$r_r$ : radio del rodillo

$\omega$ : velocidad angular de la rueda

$r$ : radio del neumático

$i$ : deslizamiento longitudinal

Para el cálculo del deslizamiento, en los ensayos de la presente tesis, se conoce la velocidad de los rodillos (constante) y la velocidad angular del rodillo palpador. Dado que la velocidad tangencial del palpador y del neumático son iguales por diseño del frenómetro.



$$i = 1 - \frac{\omega_p \cdot r_p}{\omega_R \cdot r_r}$$

siendo:

$\omega_R$ : velocidad angular del rodillo

$r_r$ : radio del rodillo

$\omega_p$ : velocidad angular del rodillo palpador

$r_p$ : radio del rodillo palpador

$i$ : deslizamiento longitudinal

En la Tabla 6-14 se resumen los parámetros calculados y que variables son necesarias para dicho cálculo.

$i$ (Deslizamiento instantáneo)	$\omega_r$ (rodillo)	Registro continuo
	$\omega_p$ (palpador)	Registro continuo
$r_c$ (radio en el contacto neumático-rodillo)	$\theta$ Angulo abarcado	Medida para cada condición
	$r$ radio exterior del neumático	Medida para cada condición

Tabla 6-14: Resumen de parámetros calculados

### 6.3.5 Tiempos de frenado

Se evalúan los tiempos que entran en juego en cada frenada. Al estudiar el comportamiento entre el pedal y la fuerza de frenado se puede afirmar que desde que se acciona el pedal de freno y la fuerza de frenado empieza a aumentar transcurre un corto espacio de tiempo. Para el caso de una frenada progresiva con una condición de carga máxima sobre el eje delantero y una presión de inflado de 3 bar, si se representa la evolución del pedal del freno y de la fuerza de frenado, se obtiene la Figura 6-29.

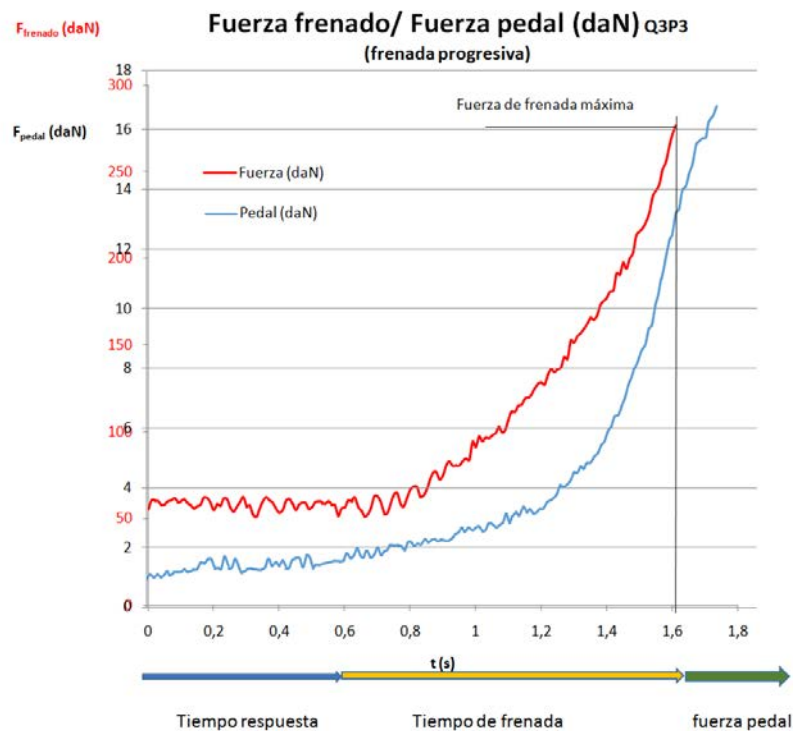


Figura 6-29: Evolución en el tiempo de la fuerza de frenado y la fuerza de pedal. Frenada progresiva

Para el caso representado, el tiempo de respuesta es de 0,58 segundos, el cual incluye tanto la actuación del sistema de frenos del vehículo como el tiempo de registro del

frenómetro. Este último se considera nulo, por tanto el tiempo de respuesta depende exclusivamente del sistema de frenos del vehículo.

$$t_r = t_{rsf} + t_{rfr}$$

$$t_{rfr} = 0$$

siendo:

$t_r$ : tiempo respuesta

$t_{rsf}$ : tiempo respuesta del sistema de frenos

$t_{rfr}$ : tiempo respuesta del frenómetro

Ambas curvas crecen de manera muy rápida y a la vez, alcanzado la fuerza de frenada máxima, la fuerza de pedal sigue creciendo hasta la detención completa de la rueda. Para el caso mostrado, la duración de la frenada es de 1,03 segundos donde alcanza su máximo valor, transcurrido este tiempo la fuerza de frenada empieza a disminuir mientras que la fuerza en el pedal sigue aumentando hasta que la rueda se detiene por completo. Evaluada la correlación de ambas señales, son funciones con un valor elevado de coeficiente de correlación, siendo éste de 0,96 (Tabla 6-15).

	<i>Fuerza (daN) Q3P3</i>	<i>Pedal (daN) Q3P3</i>
Fuerza (daN) Q3P3	1	
Pedal (daN) Q3P3	0,969588896	1

Tabla 6-15: Correlación entre fuerza de pedal y fuerza de frenado a 3 bar y máxima carga

Si se representa la evolución de fuerza de frenada y fuerza de pedal para las mismas condiciones de carga y presión de inflado, pero con la diferencia de ser una frenada severa, se obtiene la Figura 6-30.

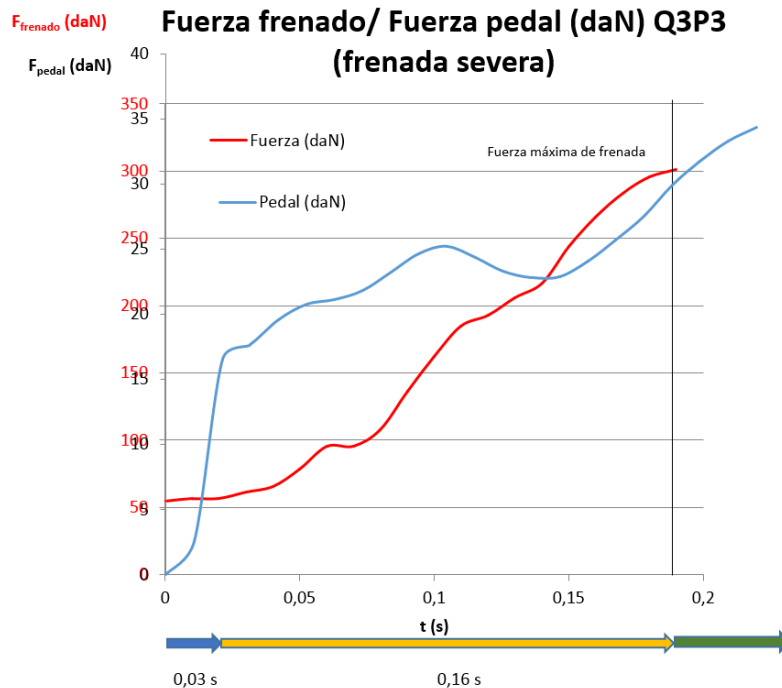


Figura 6-30: Evolución en el tiempo de la fuerza de frenado y la fuerza de pedal. Frenada severa

En este tipo de frenada más brusca, la fuerza aplicada en el pedal y la fuerza de frenada crecen vertiginosamente. Como se observa en Figura 6-30 la fuerza de pedal aumenta muy rápidamente frente a la fuerza de frenado que parece un crecimiento rápido pero más atenuado. Se puede observar que el tiempo de respuesta es 0,03 segundos y el de frenada de 0,16 segundos.

Si se compara con la frenada progresiva, se ve que el tiempo de respuesta del sistema de frenos, en una frenada severa o de emergencia es muy inferior al de una frenada progresiva. La fuerza aplicada en el pedal también es mucho mayor (30 daN en frenada severa y 15 daN en frenada progresiva).

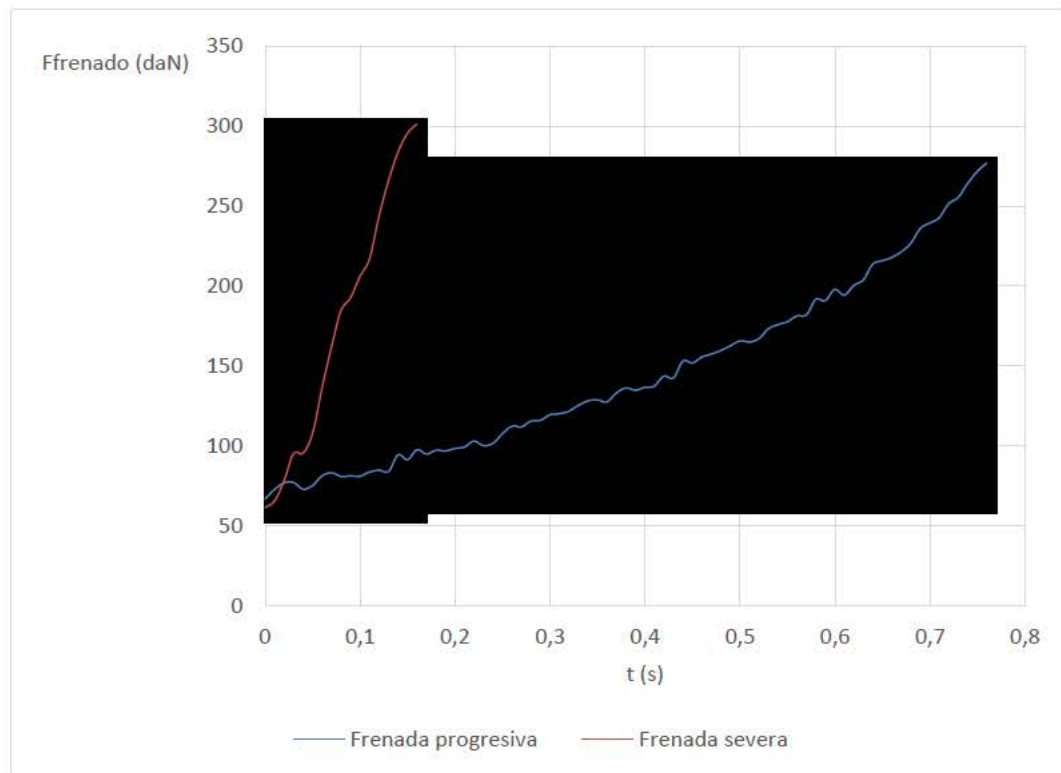


Figura 6-31: Comparación de fuerza de frenado máxima de frenada severa y frenada progresiva.

Si comparamos la fuerza máxima de frenado de ambos tipos de frenado, como se explicó anteriormente, en la frenada de emergencia se consiguen valores superiores, pero no crece en la misma proporción que la fuerza de pedal (300 daN en frenada severa y 270 daN en frenada progresiva), Figura 6-31.

## 6.4 Análisis de resultados experimentales

### 6.4.1 Resultados del estudio de las fuerzas de frenado en las diferentes condiciones

Tras los ensayos se observa la relación entre la fuerza de frenado, la condición de carga y de presión y el tipo de frenada realizada.

Para una frenada progresiva, aquella que reproduce una frenada habitual en la vida cotidiana de un conductor se puede observar, en la Figura 6-32, que a medida que se aumenta la carga obtenemos un aumento de fuerza de frenado. Esta tendencia es similar para las diferentes presiones ensayadas. Para cargas elevadas, el aumento de fuerza de frenada según la presión de inflado es casi la misma.

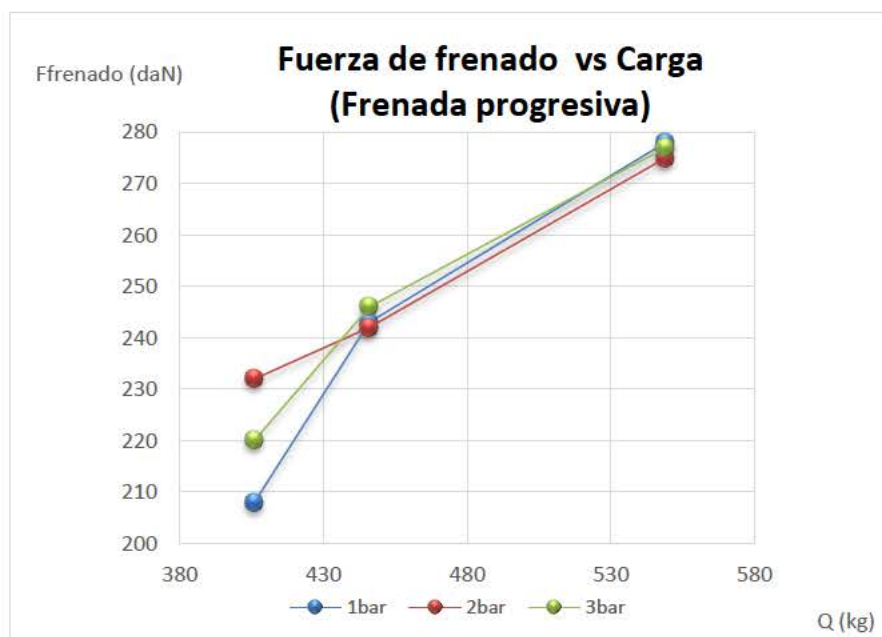


Figura 6-32: Fuerza de frenado vs carga (frenada progresiva)

Se puede ver en la Figura 6-33, que para las diferentes condiciones de carga, la fuerza de frenado se mantiene más o menos constante para las diferentes presiones.

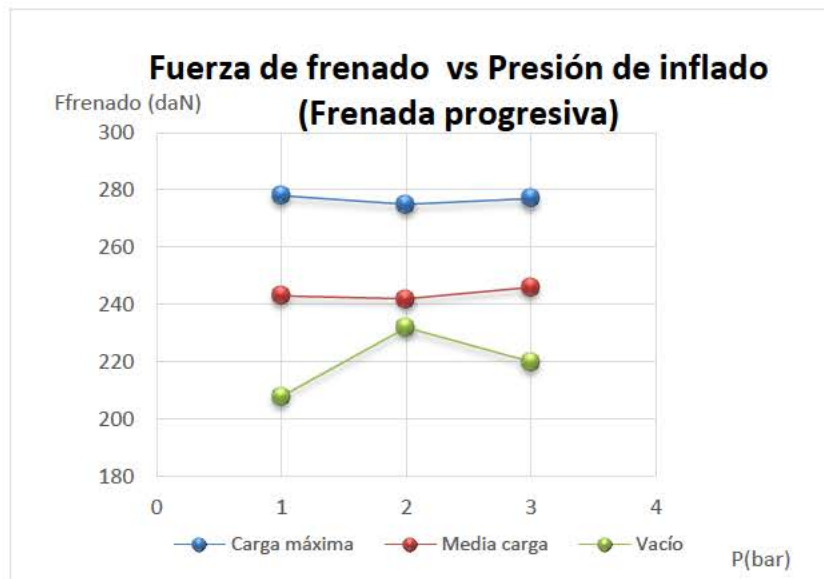


Figura 6-33: Fuerza de frenado vs presión de inflado (frenada progresiva)

En el caso de frenadas de emergencia, la relación de la fuerza de frenada con la carga, se ve que también en la mayoría es ascendente, pero en ningún caso el comportamiento se asemeja al de la frenada progresiva. Para este tipo de frenada, severa, tampoco se mantiene constante la fuerza de frenada en función de la presión.

Comparando la Figura 6-32 y Figura 6-34, y la Figura 6-33 y Figura 6-35, se observa que para la misma condición de carga y presión, siempre se obtiene mayor fuerza de frenada en frenadas severas que en frenadas progresivas. Para los casos de sobrepresión de inflado la fuerza de frenada es menor de lo que cabría esperar al ser una frenada de emergencia.



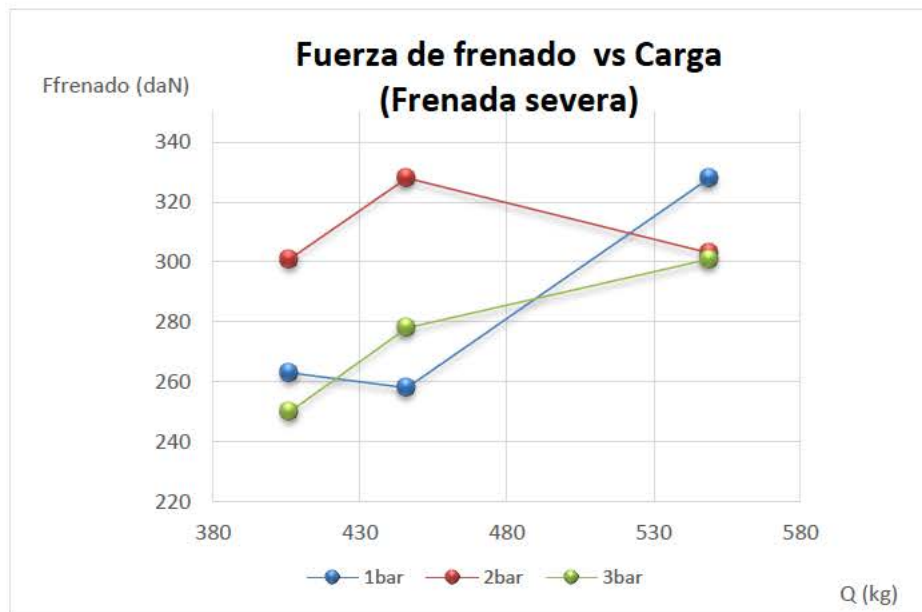


Figura 6-34: Fuerza de frenado vs carga (frenada severa)

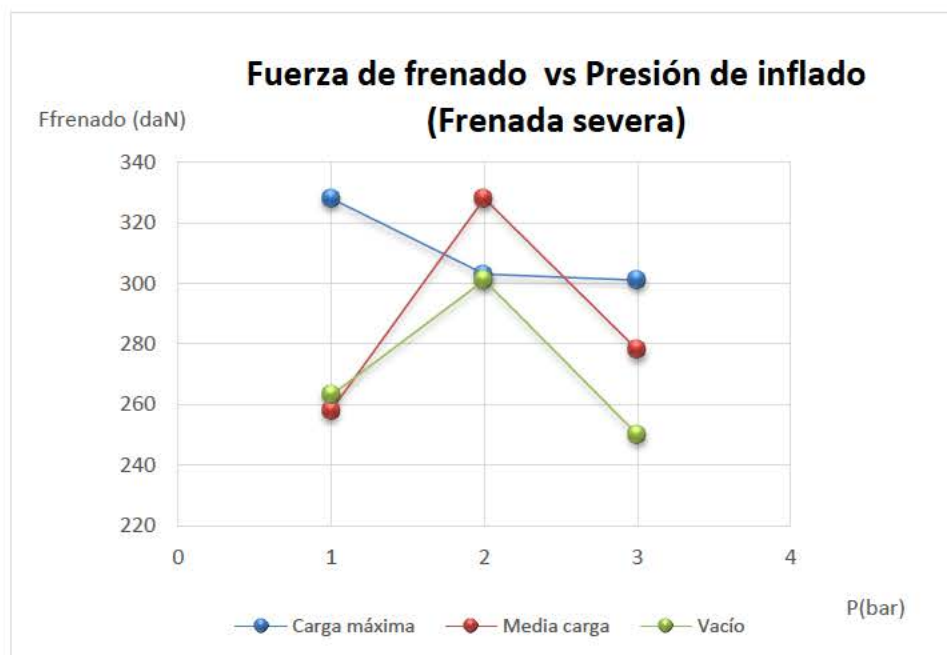


Figura 6-35: Fuerza de frenado vs presión de inflado (frenada severa)



En el caso de frenadas de emergencia se observa en la Figura 6-34 y Figura 6-35 que las mayores fuerzas de frenadas se consiguen con los valores intermedios tanto de presión como de carga, carga intermedia correspondiente a conductor y copiloto y presión recomendada por el fabricante.

Para valorar el aumento de fuerza de frenada en una frenada de emergencia frente a una progresiva, se muestra en la Tabla 6-16 y Tabla 6-17, el porcentaje de variación para cada una de las condiciones de presión y temperatura, tanto para la fuerza de frenada máxima como para la fuerza de pedal aplicada para dicha fuerza.

<b>F. frenada máxima (daN)</b>			
<b>F. progresiva</b>		<b>F. severa</b>	<b>porcentaje de aumento</b>
278	P1Q3	328	18
240,29	P1Q2	257,5	7
207,99	P1Q1	263,29	27
275	P2Q3	302	10
242,18	P2Q2	296,11	22
225,41	P2Q1	301,01	34
277,01	P3Q3	301	9
245,94	P3Q2	277,72	13
220,19	P3Q1	249,99	14

Tabla 6-16: Aumento porcentual de la fuerza máxima de frenada

<b>F. pedal en fuerza máxima (daN)</b>			
<b>F. progresiva</b>		<b>F. severa</b>	<b>porcentaje de aumento</b>
11,95	P1Q3	41,15	244
12,41	P1Q2	36,58	195
10,19	P1Q1	37,06	264
14,57	P2Q3	33,05	127
13,57	P2Q2	27,4	102
8,89	P2Q1	44,36	399
14,91	P3Q3	31,74	113
11,71	P3Q2	35,24	201
9,23	P3Q1	42,82	364

Tabla 6-17: Aumento porcentual de la fuerza en pedal para fuerza máxima de frenada

Se puede decir que se emplea, de media, un 223 % más de fuerza en el pedal obteniendo un aumento del 17 % en la fuerza de frenada máxima, siendo el mayor aumento para el caso de presión recomendada por el fabricante y solo teniendo como carga el conductor (P2Q1).

Para el tercer tipo de frenada ensayado, frenada mantenida, realmente las gráficas se pueden comparar, si y sólo si, la fuerza de pedal empleada es la misma o similar. En el caso de los ensayos evaluados los valores de fuerza aplicada en el pedal se encuentran entre 2,45 daN y 2,94 daN.

Tanto los valores fuerza de frenado como los de fuerzas aplicadas en el pedal son la media de los valores durante el tiempo que se mantiene la fuerza constante.

<b>F. MANTENIDA</b>			
	<b>Ff_media (daN)</b>	<b>Fpedal_media (daN)</b>	<b>Q(kg)</b>
P1Q3	101,58	2,45	549
P1Q2	114,98	2,89	446
P1Q1	85,33	2,41	406
P2Q3	91,92	2,49	549
P2Q2	118	2,94	446
P2Q1	114,54	2,59	406
P3Q3	98,06	2,55	549
P3Q2	102,4	2,58	446
P3Q1	86	2,35	406

<b>F. MANTENIDA</b>			
	<b>Ff_media (daN)</b>	<b>Fpedal_media (daN)</b>	<b>P(bar)</b>
P1Q3	101,58	2,45	1
P2Q3	91,92	2,49	2
P3Q3	98,06	2,55	3
P1Q2	114,98	2,89	1
P2Q2	118	2,94	2
P3Q2	102,4	2,58	3
P1Q1	85,33	2,41	1
P2Q1	114,54	2,59	2
P3Q1	86	2,35	3

Tabla 6-18: Fuerza media aplicada en el pedal y fuerza media de máxima de frenada en función de presión y carga

Si se representa la fuerza de frenado frente a la carga vertical (Figura 6-36) y frente a la presión de inflado (Figura 6-37) se obtiene:

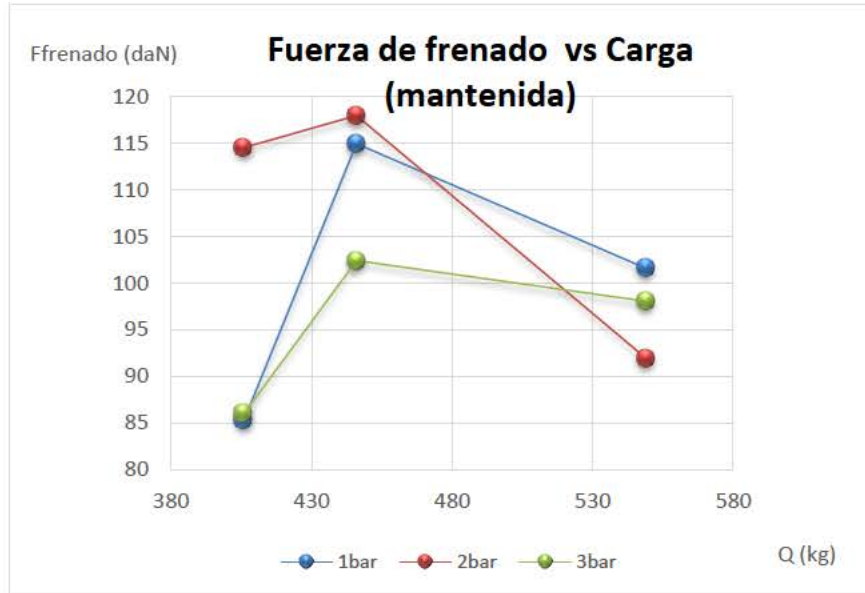


Figura 6-36: Fuerza de frenado vs carga (frenada mantenida)

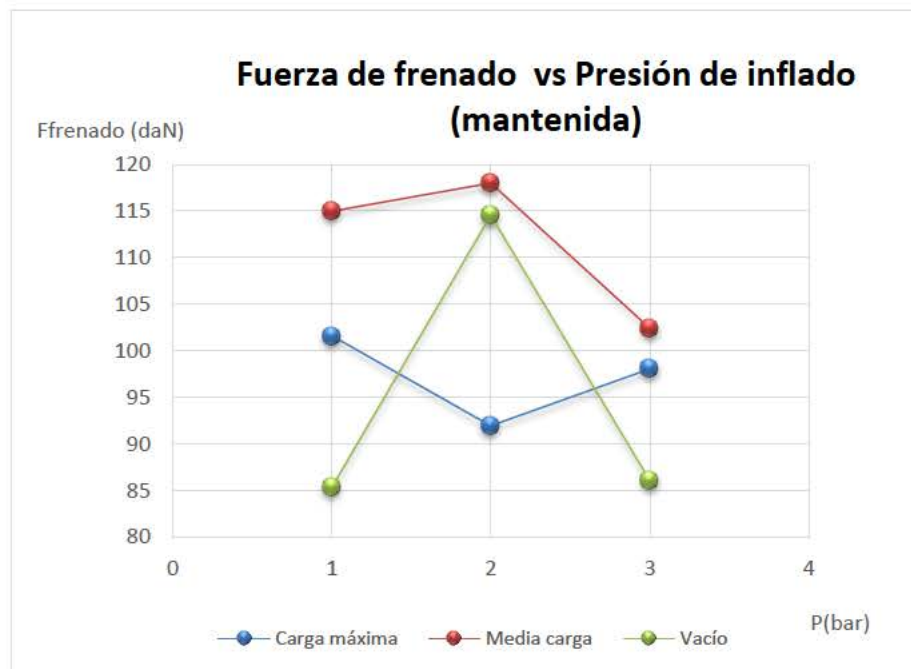


Figura 6-37: Fuerza de frenado vs presión de inflado (frenada mantenida)

Lo primero que llama la atención es que la fuerza máxima obtenida en este tipo de frenadas es muy inferior a las frenadas progresivas y mucho más que las frenadas severas. No son valores comparables, ya que en los ensayos de frenada mantenida no se aplica la fuerza máxima en el pedal de freno. En este tipo de equipos no se puede reproducir la fuerza máxima aplicada en el freno en una frenada progresiva y mantenerla durante un tiempo determinado, dado que el frenómetro está diseñado para detenerse en esas condiciones. Si se podría intentar ajustar ambos valores sin llegar al punto donde el frenómetro detecte la diferencia de velocidad y pare la prueba.

Por tanto la tendencia descendente de la fuerza de frenado en las frenadas mantenidas no se puede achacar al aumento de presión o de carga, sino más posiblemente a la disminución de la fuerza aplicada en el pedal del freno.

Si se puede observar el mismo fenómeno que se ha observado en todos los tipos de frenada, una correlación muy alta entre la fuerza máxima de frenado y la fuerza en el pedal. Se puede ver comparando la Figura 6-36 y Figura 6-38, para el caso de variar la carga y la Figura 6-37 y Figura 6-39 para la variación de la presión de inflado.

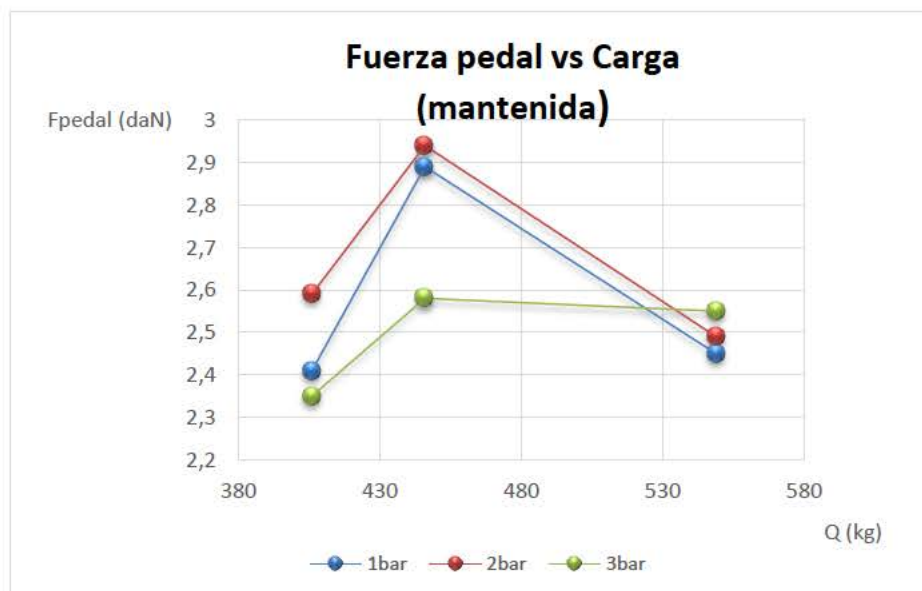


Figura 6-38: Fuerza en el pedal de freno vs carga (frenada mantenida)

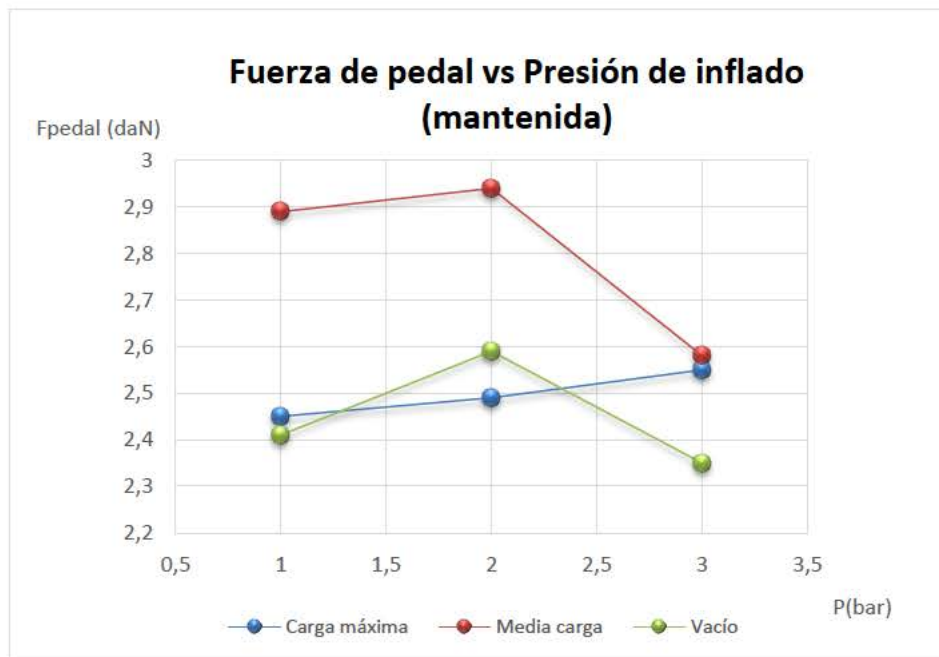
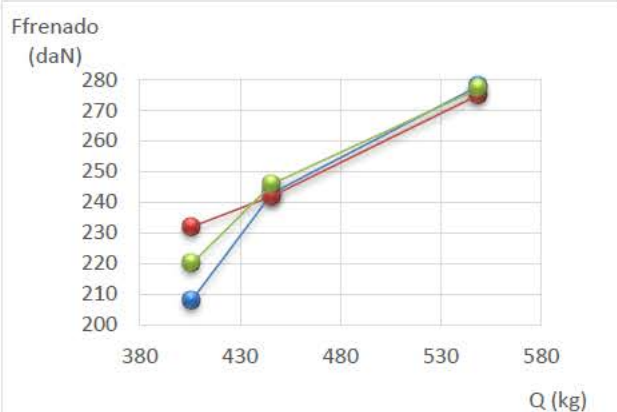


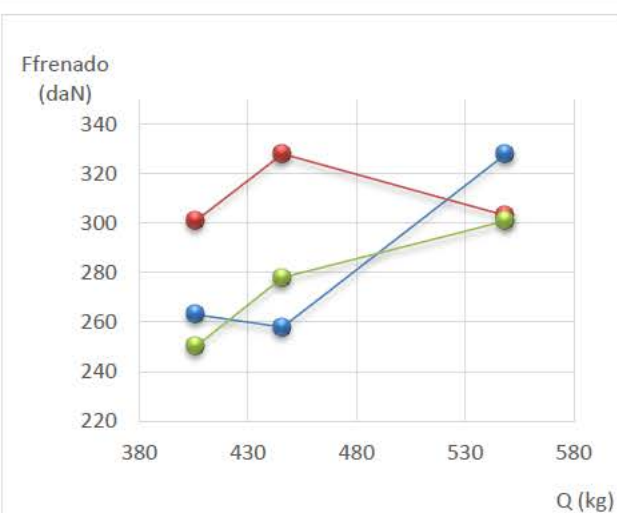
Figura 6-39: Fuerza en el pedal de freno vs presión de inflado (frenada mantenida)

Para un desarrollo futuro se podría mejorar el estudio con el diseño de un sistema que nos permita visualizar en tiempo real la fuerza que se está aplicando en el pedal de freno, con el fin de poder homogenizar estas pruebas y que realmente fueran más exactas las conclusiones.

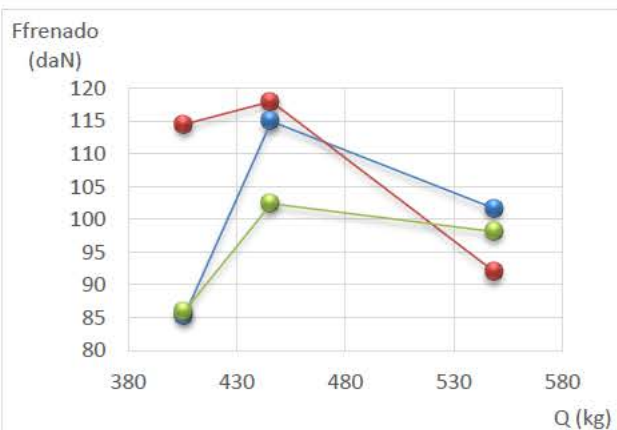
## FUERZA DE FRENADO FRENTE A CARGA



FRENADA PROGRESIVA



FRENADA SEVERA

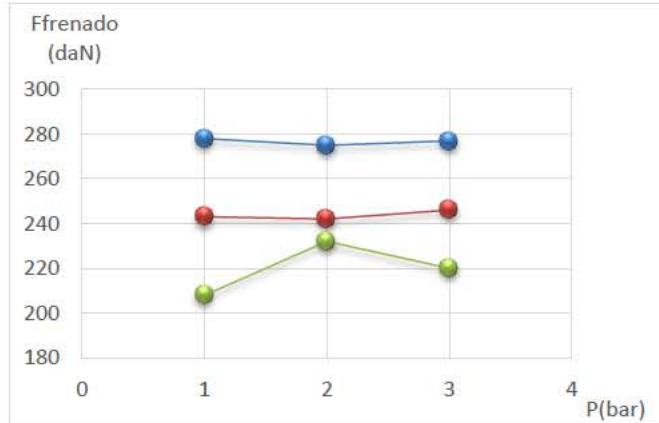


FRENADA MANTENIDA

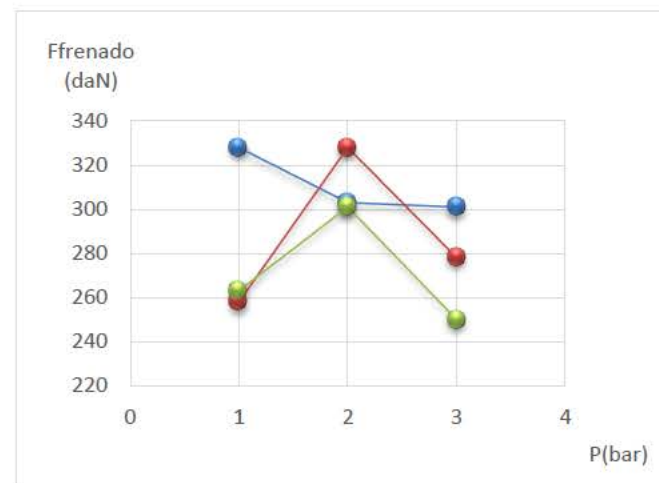
Figura 6-40: Resumen fuerza de frenada frente a la carga vertical. Azul (1bar) Rojo (2 bar) Verde (3 bar)



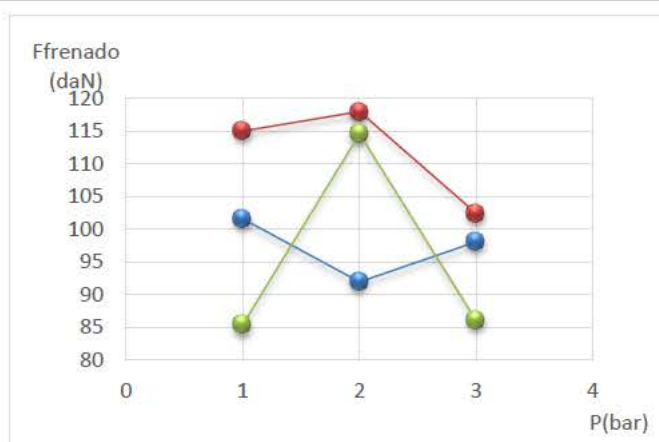
## FUERZA DE FRENADO FRENTE A PRESIÓN DE INFLADO



FRENADA PROGRESIVA



FRENADA SEVERA



FRENADA MANTENIDA

Figura 6-41: Resumen fuerza de frenada frente a la presión. Azul (carga máxima) Rojo (media carga) Verde (vacío)

Como se ha visto existe una gran correlación entre la fuerza aplicada en el pedal de freno y la fuerza de frenada máxima. Los ensayos se han realizado en todo momento con el mismo conductor, intentado mantener la homogeneidad de las pruebas. Para poder comprobar que las variaciones de fuerza de frenado no se deben a una diferente aplicación de fuerza en el pedal, se muestra en Figura 6-42, la relación entre ambas para cada una de las condiciones ensayadas.

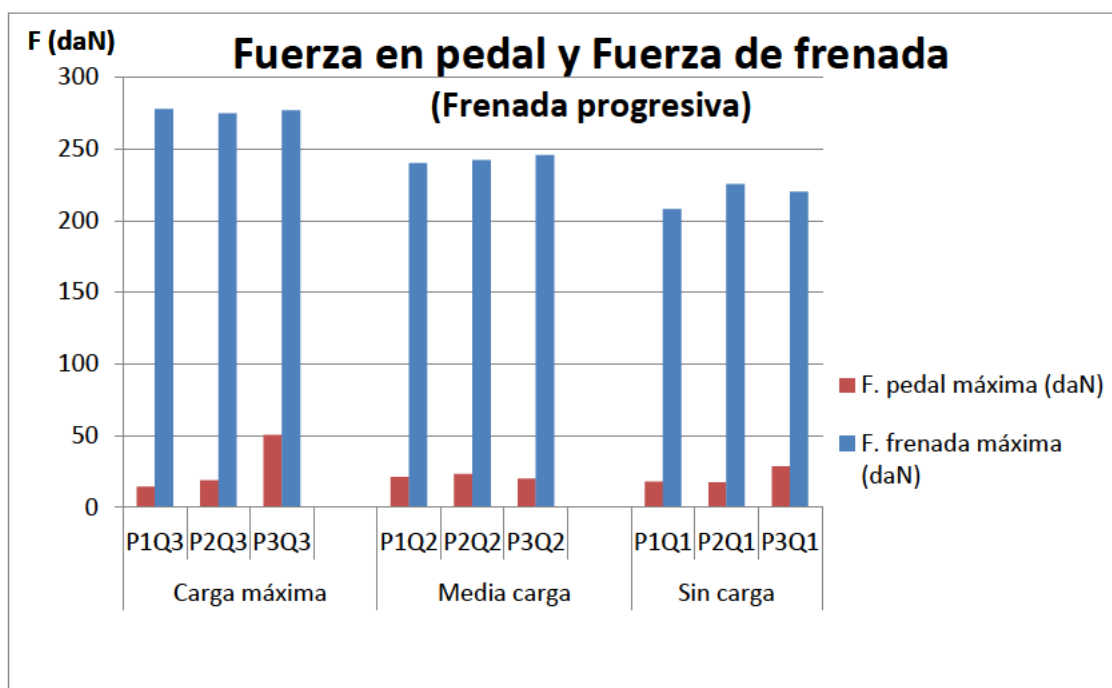


Figura 6-42: Comparativa de fuerza de frenada y fuerza aplicada en el pedal de freno (F. progresiva)

En la Figura 6-41 (1) se observa un aumento de la fuerza de frenado para el caso de vacío y 2 bar de presión. Se podría pensar que se ha aumentado la fuerza aplicada en el pedal pero si se observa la Figura 6-42 (P2Q1), la fuerza aplicada en el pedal es la misma que para presión de 1 bar y algo inferior a la de tres bar. Por tanto, éste punto que a priori puede parecer no comparable, si lo es. La fuerza de frenada obtenida se debe a las condiciones de presión y carga y no a una fuerza de pedal inadecuada.



Si se realiza el mismo estudio comparativo para los ensayos de frenadas severas se obtiene la Figura 6-43.

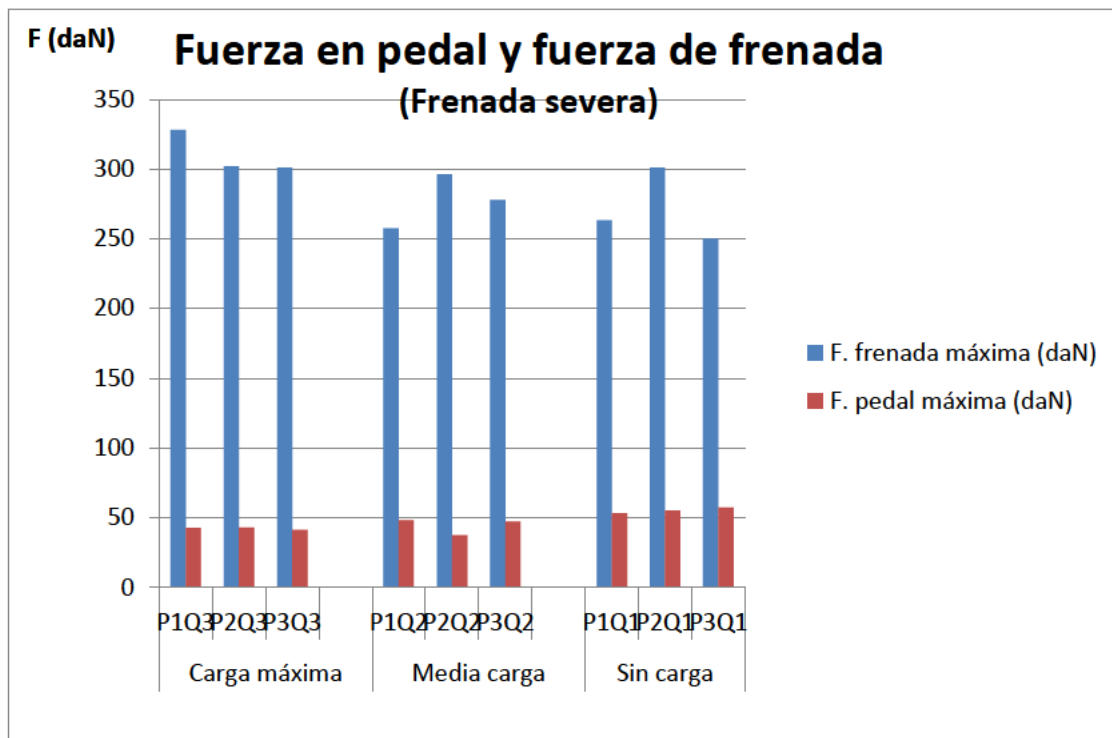


Figura 6-43: Comparativa de fuerza de frenada y fuerza aplicada en el pedal de freno (F. severa)

Si se observa la Figura 6-41 (2), el comportamiento para dos estados de carga (media y vacío) es muy similar. En el caso de máxima carga a 2 bar de presión, se ve que la tendencia es contraria que en los otros casos, es decir, la fuerza de frenada disminuye. Si se estudia en la Figura 6-43 (P2Q3) se observa que la fuerza aplicada en el pedal es similar en los tres casos de carga máxima. Por tanto, se afirma que los tres valores son comparables y que la diferencia se debe a las condiciones de contorno utilizadas y no a una fuerza aplicada en el pedal inadecuada.

En una frenada de emergencia se obtiene una fuerza de frenada casi del doble que en una frenada progresiva. Esto se consigue porque en este tipo de frenada se multiplica por cuatro la fuerza aplicada en el pedal.

En este tipo de frenadas la fuerza máxima se obtiene para los valores de carga intermedia y 2 bar de presión. A pesar de no existir transferencia de la carga en un frenómetro, al aumentar la carga, hasta exceder el máximo permitido, disminuye la fuerza de frenado, por lo que es recomendable llevar la presión de aire en los neumáticos recomendada por el fabricante y el vehículo cargado sin exceder la Masa Máxima Admisible.

Una variable a tener en cuenta a la hora de frenar podría ser la temperatura de la banda de rodadura y temperatura de los frenos. A lo largo de los ensayos realizados se han tenido en cuenta la temperatura de los discos de frenos para poder controlar si hubiera un calentamiento excesivo. Como ya se mostró en el capítulo anterior, se han realizado pruebas de frenadas progresivas sucesivas para ver la evolución, obteniéndose la Figura 6-44.

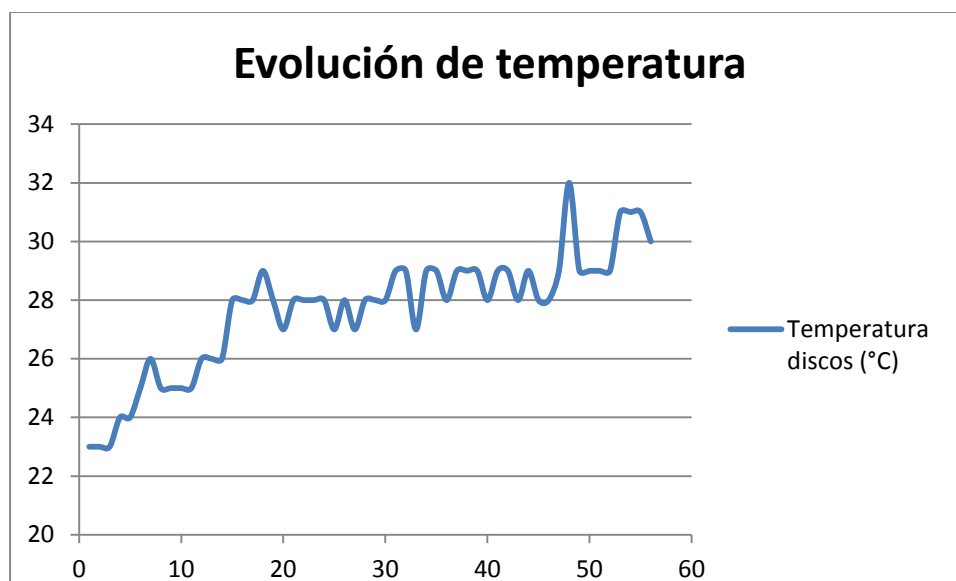


Figura 6-44: Evolución de la temperatura del disco de frenos tras frenadas en frenómetro

Este comportamiento de calentamiento-enfriamiento se debe a que la temperatura de los discos no es muy elevada y la temperatura se disipa fácilmente. En el caso de seguir haciendo frenadas o de tener un vehículo industrial la temperatura una vez que alcanzara valores mayores costaría hacer que disminuyera. En frenadas en pista, con vehículos cargados, al hacer frenadas sucesivas se puede alcanzar hasta los 200 °C, temperatura muy difícil de disipar sin utilizar sistemas de enfriamiento adicionales. En el caso del presente trabajo, se ha estudiado la evolución de los discos para los ensayos máximos a realizar. Como máximo en un día se realizan 60 frenadas. Además con el cambio de condiciones de presión de inflado y carga los discos sufren una bajada rápida de su temperatura.

Una vez que se comprueba que la temperatura de los discos es homogénea para los ensayos, se procede al cambio de temperatura de la banda de rodadura. En la Figura 6-45 y Figura 6-46 se muestra ejemplos, comparando la fuerza obtenida a temperatura ambiente y a alta temperatura variando la carga y a una presión constante de 2 bar, en frenada progresiva y severa respectivamente.

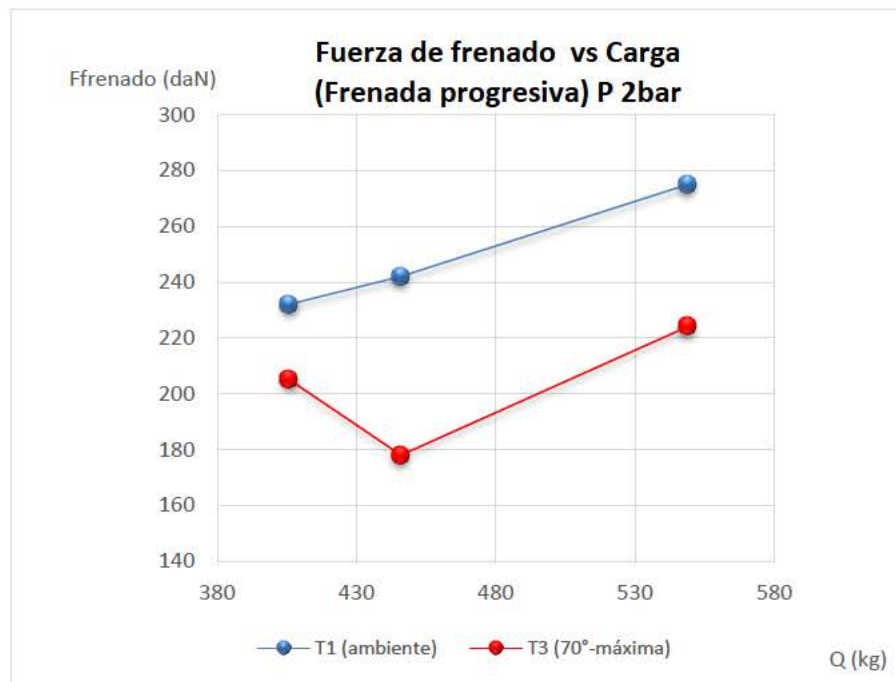


Figura 6-45: Fuerza de frenado vs carga. Comparación en función de la temperatura de la banda de rodadura.  
(Frenada progresiva)

Tanto para el caso de frenada progresiva (Figura 6-45) como para frenada severa (Figura 6-46) se observa que a alta temperatura se obtienen fuerzas de frenadas inferiores que a temperatura ambiente.

En la Figura 6-45, se observa que a medida que aumenta la carga, la fuerza de frenado sufre una disminución hasta el valor intermedio de carga, aumentando a partir de ahí hasta el valor de carga máxima.

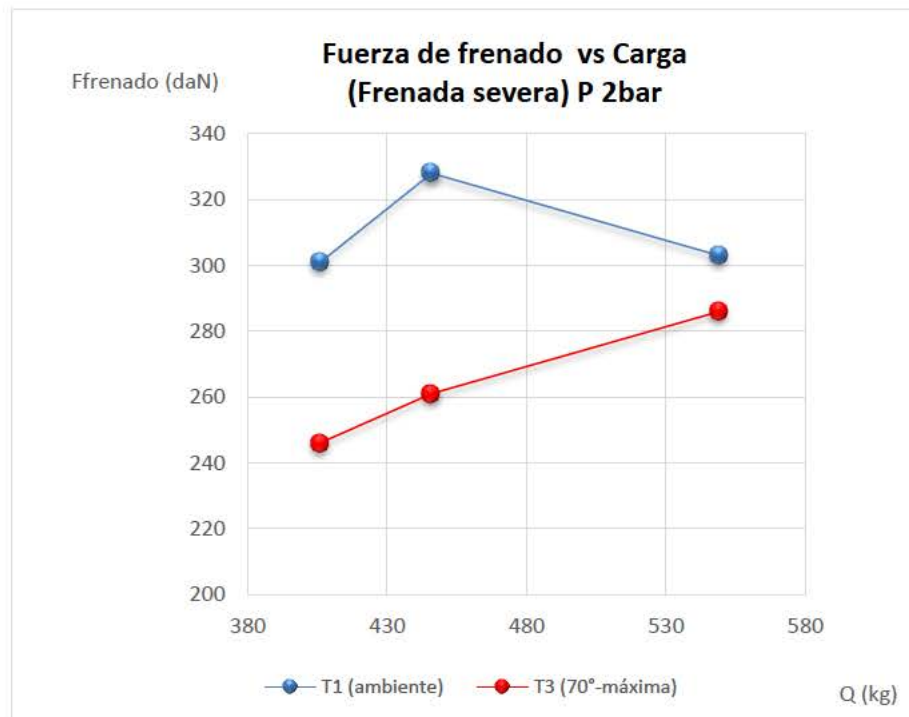


Figura 6-46: Fuerza de frenada vs carga. Comparación en función de la temperatura de la banda de rodadura.  
(Frenada severa)

Para frenadas severas (Figura 6-46) se observa que la fuerza de frenado aumenta progresivamente a medida que aumenta la carga, pero siempre manteniéndose por debajo del valor de frenada a temperatura ambiente.

Un exceso de temperatura en la banda de rodadura supone una disminución de la fuerza de frenado, para el caso de frenada en un frenómetro.

## 6.4.2 Resultados sobre los tiempos de retardo

Como se indicó anteriormente, se evalúan los tiempos que entran en juego en cada frenada, condición y tipo de frenada. Primeramente se acciona el pedal del freno ( $t_0$  pedal), transcurrido un tiempo se comienza a registrar un aumento de la fuerza de frenado ( $t_0$  fuerza), la diferencia entre ambos tiempos será el tiempo de retardo. Como se sigue aplicando fuerza de manera progresiva en el pedal pasa un tiempo hasta que se llega a la fuerza máxima de frenado, este tiempo es ( $t$  fuerza máxima), donde se registra también la fuerza aplicada en el pedal en ese mismo instante. A pesar de que la fuerza ha llegado a su valor máximo, la fuerza de pedal de freno sigue aumentando hasta llegar a su valor máximo (F.pedal máximo) en un tiempo determinado ( $t$  pedal máxima).

### 6.4.2.1 Frenadas progresivas

El resumen de fuerzas y tiempos registrados para las diferentes cargas y presiones se muestran en la Tabla 6-19.

	FRENADA PROGRESIVA					
	t0 Pedal (s)	t0 Fuerza (s)	t Fuerza máxima (s)	t Pedal máxima (s)	F. frenada máxima (daN)	F. pedal máxima (daN)
P1Q3	4,63	4,88	6,91	7,37	278	14,16
P2Q3	6,16	6,46	7,17	7,31	275	18,7
P3Q3	4,65	5,5	6,26	6,65	277,01	50,34
P1Q2	6,61	6,86	8,25	8,56	240,29	21,07
P2Q2	9,09	9,6	10,45	10,77	242,18	23,1
P3Q2	5,66	5,95	6,75	7,05	245,94	19,8
P1Q1	8,86	9,14	9,9	10,11	207,99	17,73
P2Q1	7,31	7,94	8,62	8,8	225,41	17,34
P3Q1	9,47	9,66	10,18	10,52	220,19	28,62

Tabla 6-19: Tiempos y fuerzas registradas en frenadas progresivas

Si el tiempo de retardo es el tiempo transcurrido desde que se comienza a pisar el pedal de frenos y se empieza a obtener aumento de la fuerza de frenada, es decir  $t_0$  fuerza menos  $t_0$  pedal.

Y el tiempo de frenada es el tiempo transcurrido desde que comienza a aumentar la fuerza de frenada ( $t_0$  Fuerza) y se llega a la fuerza máxima ( $t$  Fuerza máxima).

Se obtiene la Tabla 6-20, donde se puede ver la variación para cada condición de presión de inflado y carga del vehículo.

<b>FRENADA PROGRESIVA</b>		
<i>Tiempo retardo (s)</i>	<i>Tiempo frenada (s)</i>	
0,25	2,28	P1Q3
0,3	1,01	P2Q3
0,85	1,61	P3Q3
0,25	1,64	P1Q2
0,51	1,36	P2Q2
0,29	1,09	P3Q2
0,28	1,04	P1Q1
0,63	1,31	P2Q1
0,19	0,71	P3Q1

Tabla 6-20: Tiempos de retardo frente a tiempo de frenada (Frenadas progresivas)

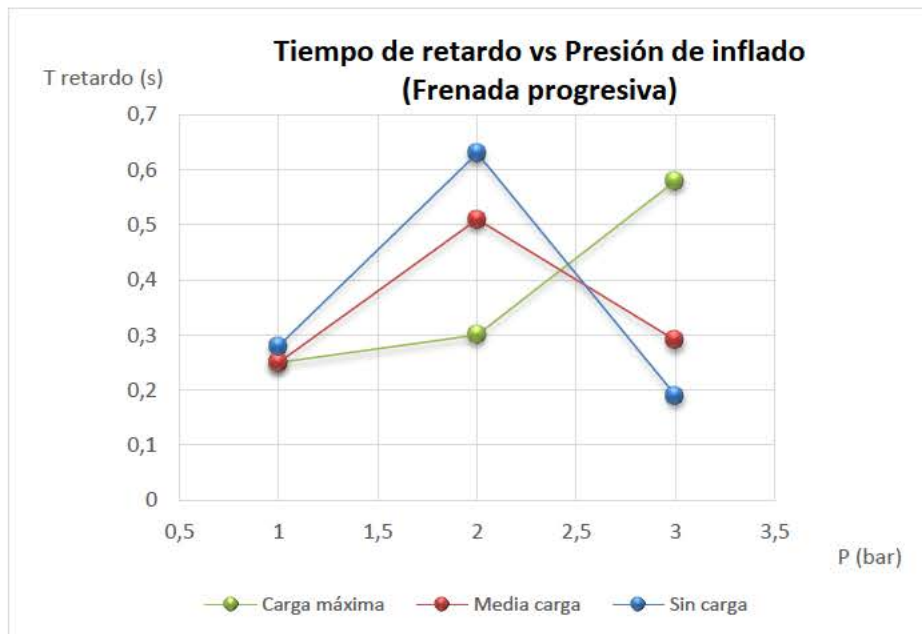


Figura 6-47: Tiempo de retardo vs Presión inflado (Frenada progresiva)



En la Figura 6-47 se observa que los tiempos de retardo al pasar de presión baja a la presión intermedia aumentan para los tres casos. Para el caso de carga máxima este tiempo sigue aumentando al pasar a 3 bar de presión. Esto quiere decir que el conjunto compuesto por el sistema de frenos y el frenómetro, tarda más en aplicar la fuerza de frenada cuando tenemos un exceso de carga y mucha presión (lo que implica menor contacto). En el caso de no tener exceso de carga el tiempo de retardo de máxima presión es inferior que para una presión intermedia.

Para este estudio, no se debe tener en cuenta el tiempo de reacción del conductor a la hora de pisar el pedal de freno, dado que los tiempos son estudiados a partir de los datos reales registrados, es decir, se toma el valor de tiempo inicial cuando se empieza a registrar un aumento de fuerza del pedal, independientemente de lo que ha tardado el conductor en reaccionar desde que pensó en frenar y realmente lo hizo.

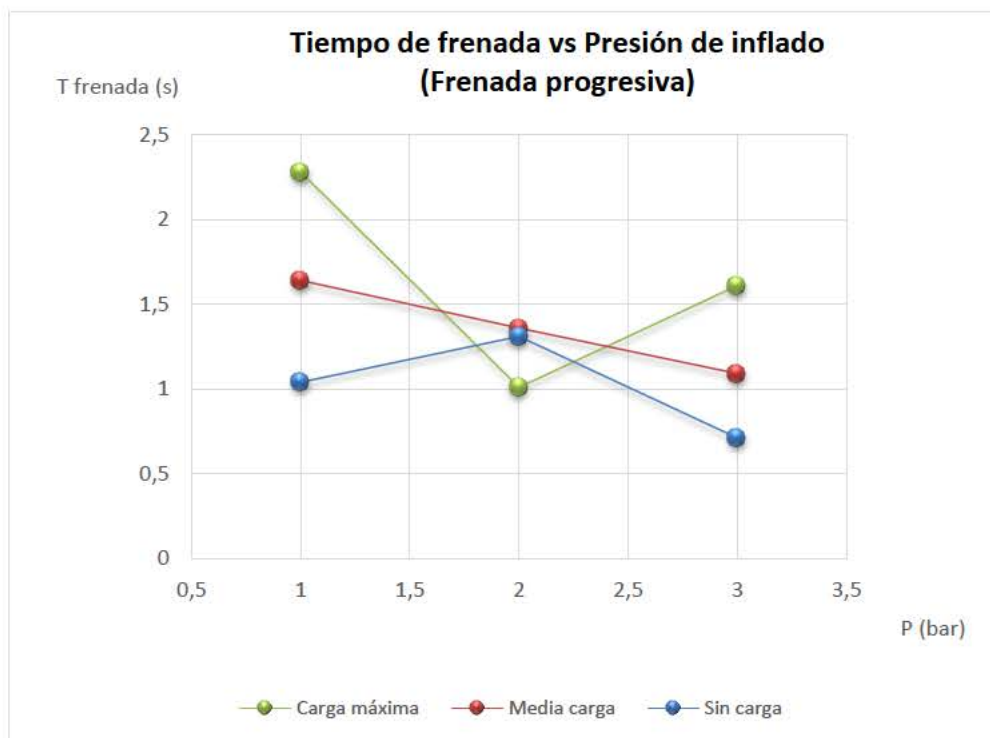


Figura 6-48: Tiempo de frenada vs Presión inflado (Frenada progresiva)



Se observa (Figura 6-48, rojo) que para la condición de carga intermedia a medida que aumentamos presión (bajamos contacto) se tarda menos en frenar. En los casos extremos de máxima carga y vacío, la tendencia entre presión 1 bar y 3 bar es la misma, pero para la presión recomendada por el fabricante (2 bar) es más rápido frenar en frenómetro cuanto más carga soporte el eje.

Si mostramos los resultados en función de la carga en vez de la presión de inflado, se obtienen la Figura 6-49 y la Figura 6-50.

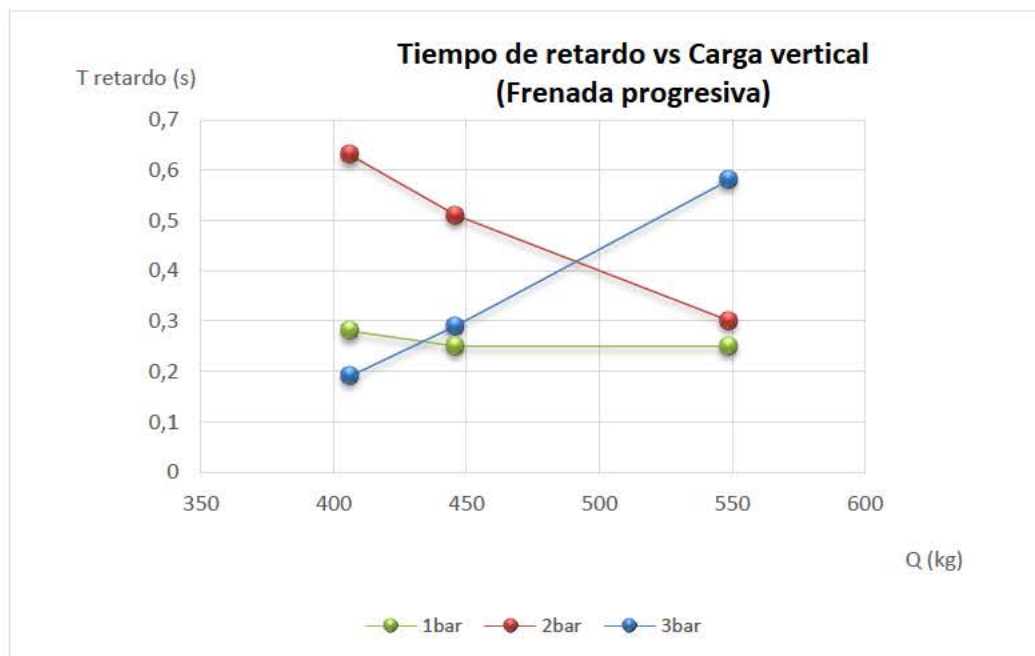


Figura 6-49: Tiempo de retardo vs carga vertical (Frenada progresiva)

Al igual que se podía ver en la Figura 6-47, aquí en la Figura 6-49 se observa claramente que para la presión de un bar el tiempo de retardo se mantiene constante. Y para 3 bar a medida que aumenta la carga se tarda más en comenzar a frenar. Para una presión intermedia (2 bar) ocurre justo lo opuesto, a medida que tiene más carga el vehículo el tiempo de retardo disminuye.

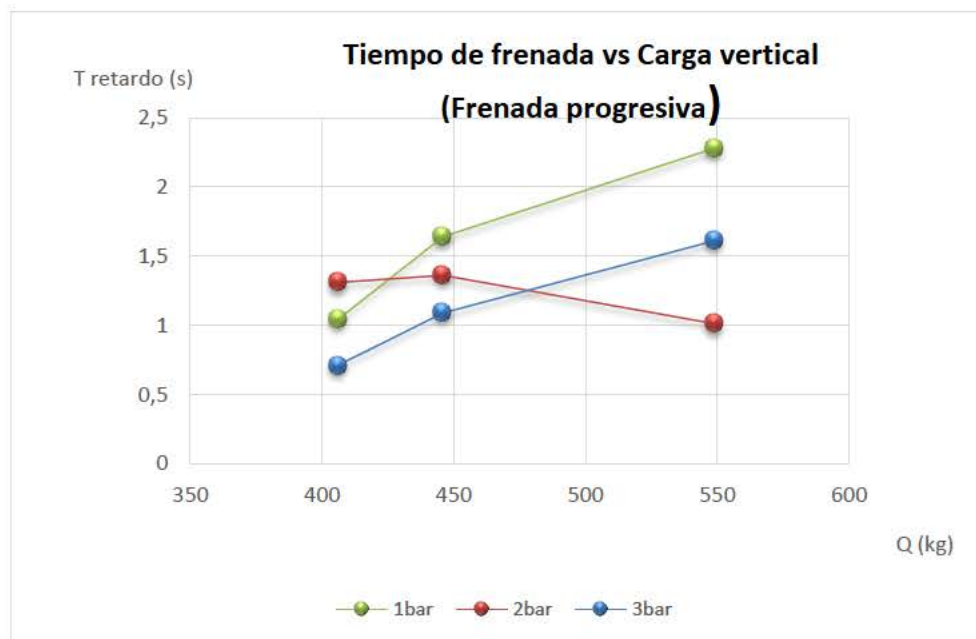


Figura 6-50: Tiempo de frenada vs carga vertical (Frenada progresiva)

En la Figura 6-50 se observa que para una presión determinada el tiempo de frenada es mayor a medida que aumenta la carga, excepto para la presión de dos bar que al exceder la carga su tiempo de frenada disminuye, en una proporción algo inferior que el aumento para presión inferior y máxima.

Para poder hacer una análisis global de todos los casos estudiados, se muestra la Figura 6-51, donde se ven las comparaciones de tiempos de retardo, tiempos de frenada en función de la carga y de la presión de inflado.

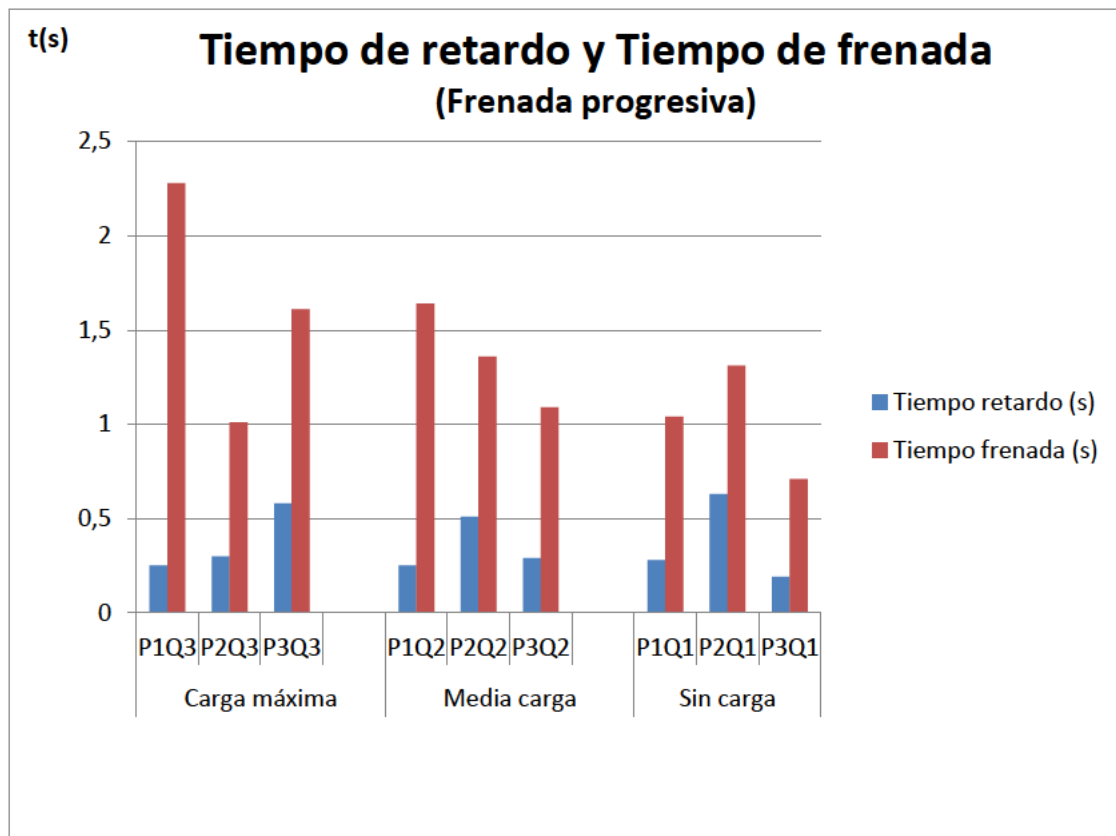


Figura 6-51: Comparación de tiempos de retardo y tiempos de frenada (Frenada progresiva)

Se observa que no hay una relación entre el tiempo de retardo y el tiempo de frenada.

Si de los casos estudiados tomamos la presión recomendada por el fabricante (2 bar),  
¿cuál sería el estado de carga más seguro?

El tiempo que se tarda en comenzar a frenar y el tiempo que dura la frenada no tienen una relación directa.

Para la presión recomendada por el fabricante, la carga que ofrece menor tiempo de retardo es aquella con el vehículo sólo con el conductor. Al tratarse de una frenada progresiva no prima tanto el tiempo respuesta como la fuerza de frenada. La fuerza de frenada para la presión intermedia aumenta en función del peso. El tiempo empleado en frenar se encuentra entre valores de 1,01 y 136 segundos para conseguir 275 y 242 daN, en los casos de máxima carga y de carga media, respectivamente.

Por tanto, para mayor seguridad, en una frenada progresiva con la presión de inflado de neumáticos indicada por el fabricante, es preferible tener el vehículo cargado ya que en menos tiempo frenas más. Además se tarda menos en empezar a frenar, 0,3 segundos frente a 0,63 segundos del vehículo sólo con el conductor.

### 6.4.2.2 Frenadas severas

El resumen de fuerzas y tiempos registrados para las diferentes cargas y presiones se muestran en la Tabla 6-20

FRENADA SEVERA						
	t0 Pedal (s)	t0 Fuerza (s)	t Fuerza máxima (s)	t Pedal máxima (s)	F. frenada máxima (daN)	F. pedal máxima (daN)
P1Q3	13,97	14	14,17	14,36	328	40,74
P2Q3	6,09	6,12	6,27	6,52	302	43
P3Q3	6,27	6,3	6,46	6,71	301	41,31
P1Q2	2,61	2,67	2,81	3,03	257,5	48,3
P2Q2	3,77	3,81	3,97	4,3	296,11	37,36
P3Q2	5,66	5,73	5,87	6,09	277,72	47,24
P1Q1	12,16	12,18	12,31	12,54	263,29	53,34
P2Q1	9,2	9,23	9,37	9,6	301,01	55,05
P3Q1	7,98	8	8,12	8,4	249,99	57,44

Tabla 6-21: Tiempos y fuerzas registradas en frenadas severas

Los valores de tiempos se evalúan de la misma manera que en el caso de frenadas progresivas.

FRENADA SEVERA		
Tiempo retardo (s)	Tiempo frenada (s)	
0,03	0,2	P1Q3
0,03	0,18	P2Q3
0,03	0,19	P3Q3
0,06	0,2	P1Q2
0,04	0,2	P2Q2
0,07	0,21	P3Q2
0,02	0,15	P1Q1
0,03	0,17	P2Q1
0,02	0,14	P3Q1

Tabla 6-22: Tiempos de retardo frente a tiempo de frenada (Frenadas severas)

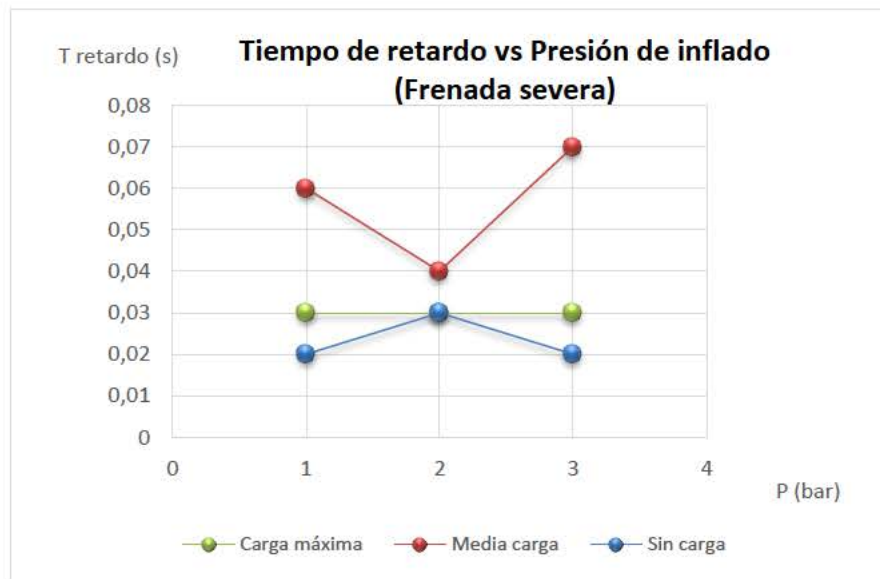


Figura 6-52: Tiempo de retardo vs Presión inflado (Frenada severa)

En la Figura 6-52 se observa que los tiempos de retardo mayores son con el vehículo con la carga intermedia. Se aprecia que la diferencia es muy pequeña, dado que se trata de frenadas muy rápidas.

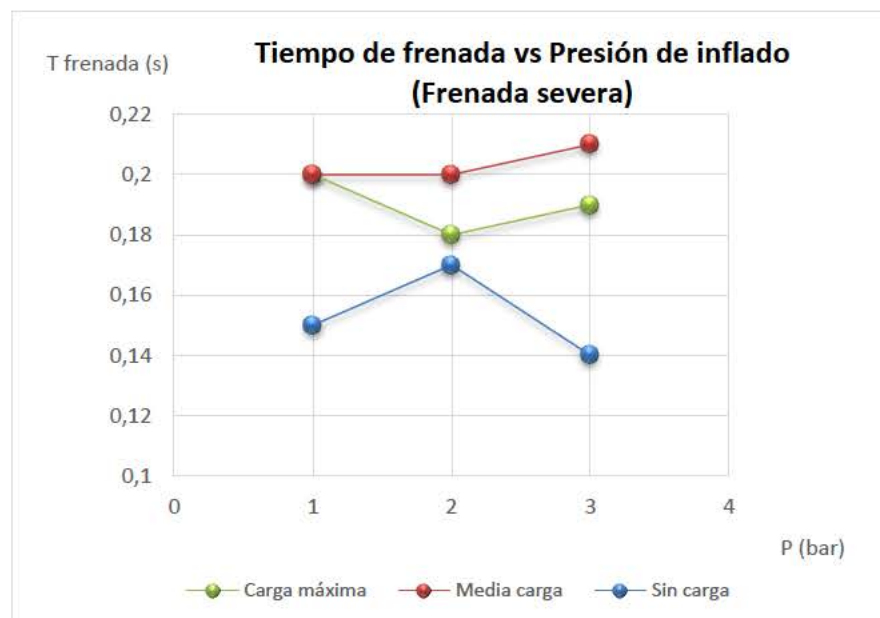


Figura 6-53: Tiempo de frenada vs Presión inflado (Frenada severa)

Los tiempos de frenada siguen la misma tendencia (Figura 6-53). Tardando más en frenar el vehículo con media carga y siendo una frenada más rápida con el vehículo en vacío.

Si se muestran los mismos datos pero en esta ocasión se representan el tiempo de retardo y de frenada frente a la carga vertical se obtienen la Figura 6-54 y la Figura 6-55.

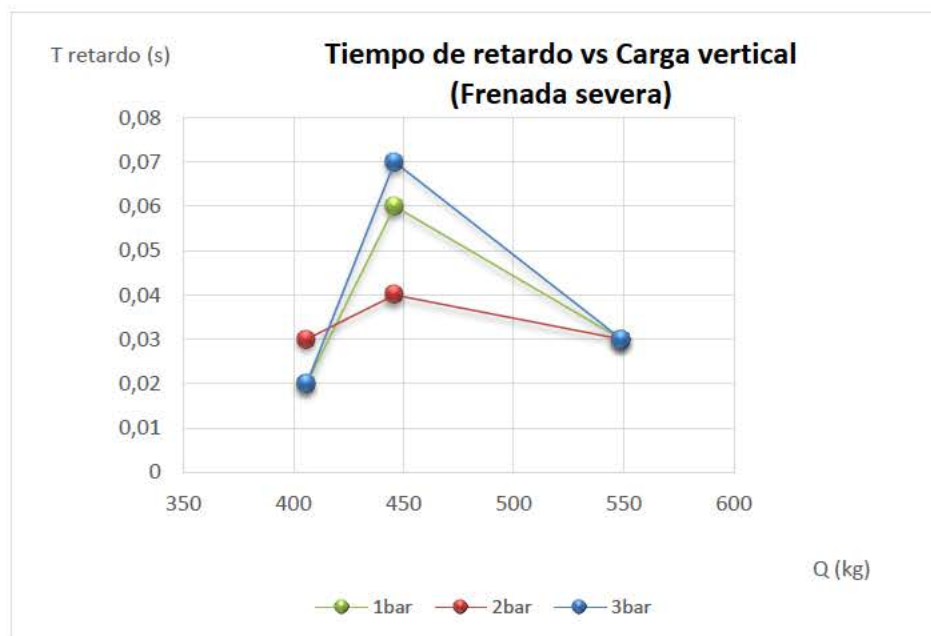


Figura 6-54: Tiempo de retardo vs carga vertical (Frenada severa)

El tiempo de retardo para el caso del vehículo vacío es menor, aumenta para peso intermedio y disminuye para exceso de carga.



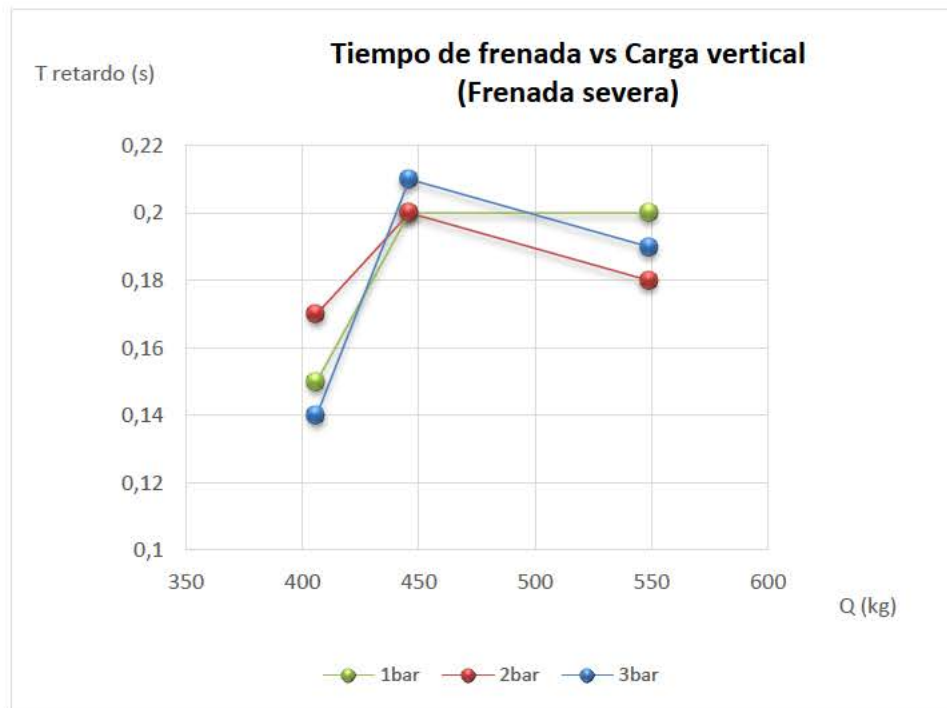


Figura 6-55: Tiempo de frenada vs carga vertical (Frenada severa)

El tiempo de frenada sigue la misma tendencia que el tiempo de retardo, con la excepción del caso de presión de 1 bar, en el punto de máxima carga se mantiene constante en vez de disminuir como se ve en los otros dos casos.

En la Figura 6-56 se puede ver la relación entre tiempos de retardo y tiempos de frenada en función de la carga y de la presión de inflado, para frenadas severas.



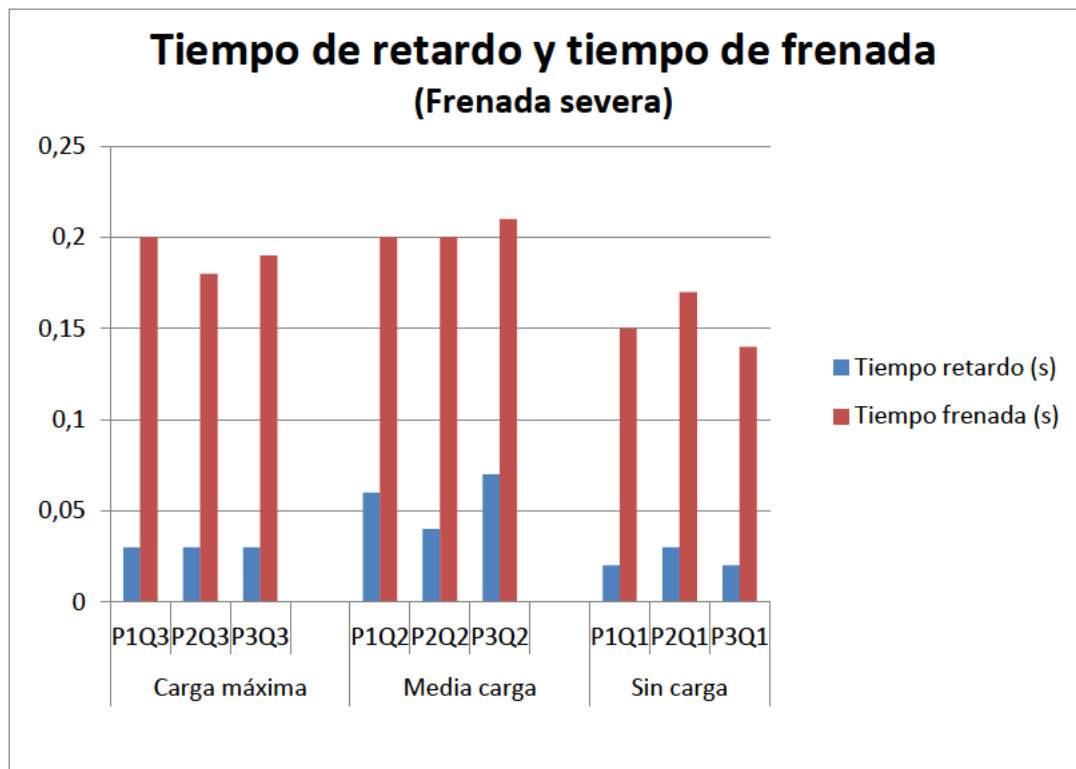


Figura 6-56: Comparación de tiempos de retardo y tiempos de frenada (Frenada severa)

Si se plantea la misma cuestión que en el apartado anterior pero en vez de en una frenada progresiva en una frenada de emergencia, ¿la respuesta será la misma?. Partiendo del mismo punto de partida, es decir, una presión de inflado adecuada e indicada por el fabricante, ¿qué condiciones de carga son las más adecuadas?

En una frenada de emergencia si prima la rapidez en la respuesta del sistema de frenos. Por tanto, para el caso de 2 bar de presión se emplea el mismo tiempo en empezar a frenar en la condición de vacío y de máxima carga (0,03 s) siendo menor que el empleado en carga intermedia (0,04 s). Si además evaluamos el tiempo que se tarda en llegar a la máxima frenada se obtiene que el vehículo vacío es menor (0,17 s) frente a los 0,18 segundos que emplea el vehículo con máxima carga.

Si se comparan las fuerzas de frenada conseguidas, así como la fuerza empleada en el pedal de freno, se obtiene que para el caso de máxima carga se emplean 43 daN para conseguir 302 daN y en el caso que el vehículo vacío se necesita aplicar 55 daN para conseguir 301 daN de fuerza de frenada. Ambas fuerzas máximas son muy similares.

En este caso la condición de vacío es la que es más favorable. Se obtiene casi la misma fuerza de frenada en menos tiempo, a cambio se emplea algo más de fuerza en el pedal.

#### 6.4.2.3 Comparativa entre frenadas progresivas y severas

Si comparamos la Figura 6-47 y la Figura 6-53 se ve que el comportamiento es opuesto entre frenadas progresivas y severas. En las frenadas progresivas la condición con mayores tiempos de reacción son en vacío, sin embargo, para el caso de una frenada severa dicha condición es la que menos tiempo de retardo sufre.

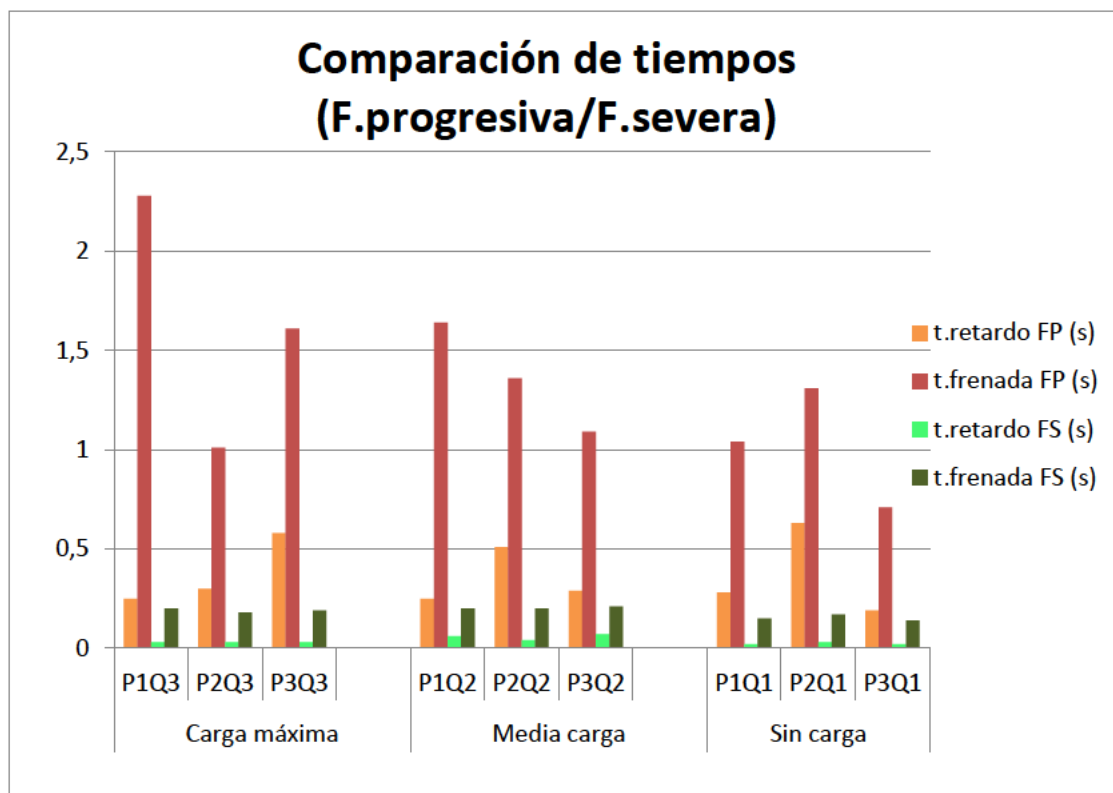


Figura 6-57: Comparación de tiempos en función de presión y carga

Se aprecia en la Tabla 6-22 que los tiempos son sensiblemente inferiores que los obtenidos para frenadas progresivas (Tabla 6-20). El promedio del tiempo de retardo de frenadas progresivas es de 0,36 segundos frente 0,036 segundos del promedio de las frenadas severas.

Si hacemos la misma comparación para los tiempos de frenadas se obtienen 1,34 segundos de promedio de las frenadas progresivas, frente a 0,18 segundos de las frenadas severas.

Así como los tiempo son inferiores en las frenadas severas, las fuerzas máximas obtenidas y las fuerzas aplicadas en el pedal son mayores a los que se plantean en las frenadas progresivas.

Se puede afirmar, que para las condiciones ensayadas, que:

$$t_{\text{retardo}}(F.\text{progresiva}) = 10 \cdot t_{\text{retardo}}(F.\text{severa})$$

$$t_{\text{frenada}}(F.\text{progresiva}) = 7 \cdot t_{\text{frenada}}(F.\text{severa})$$

$$F_{\text{frenada}}(F.\text{progresiva}) = 0,86 \cdot F_{\text{frenada}}(F.\text{severa})$$

$$F_{\text{pedal}}(F.\text{progresiva}) = 0,50 \cdot F_{\text{pedal}}(F.\text{severa})$$

## 6.5 Dificultades

Dado el corto espacio de tiempo en el que transcurre la frenada se han podido obtener grabaciones con gran número de fotogramas para aumentar la precisión de las medidas. Esto ha llevado a que su tratamiento ha sido muy dificultoso. Se procede a programar un sistema electrónico y autónomo de reconocimiento de imágenes que haga el trabajo para un desarrollo futuro.

El gran volumen de datos registrados en cada ensayo, ha hecho que la adquisición y tratamiento posterior haya llevado un tiempo muy elevado, siendo difícil tomar decisiones entre ensayos. Esto provocó que hubiera que repetir los primeros ensayos para el ajuste del sistema de adquisición de datos, así como la fuerza a aplicar al pedal de freno.

El estudio de la trayectoria del centro de la rueda sólo ha sido posible evaluarlo para frenadas severas. En frenadas mantenidas, tal y como está diseñado el ensayo en la presente tesis, los desplazamientos del centro de la rueda son nulos y por tanto no evaluables con cámara de alta velocidad. En las frenadas progresivas, dicho

desplazamiento es inapreciable en algún caso, esto es debido al diseño que tiene el equipo utilizado, una vez que se llega a una adherencia máxima se detiene la prueba y por tanto la rueda comienza a parar. En este tipo de frenadas no se pierde el contacto completamente del rodillos delantero y hace que la trayectoria sea muy breve, dificultando el estudio de las imágenes.



# 7. Modelo de frenado sobre rodillos

En este capítulo se muestran los resultados de mayor relevancia relacionados con los objetivos de esta tesis doctoral. Uno de ellos consiste en determinar el punto de la huella de contacto donde comienza el deslizamiento.

Otro objetivo ha sido estudiar la trayectoria del centro de la rueda respecto del centro del eje del rodillo trasero. Esto ha sido posible en frenadas severas donde se produce dicho desplazamiento. En este tipo de frenadas, también se ha tenido como objetivo conocer el radio dinámico de rodadura. En el caso de frenada en dos rodillos simultáneamente el centro de la rueda permanece en un punto fijo.

Se consideran en este apartado las formulaciones teóricas desarrolladas en el capítulo 4 y los resultados experimentales obtenidos en el capítulo 6.

### 7.1 Umbral de deslizamiento

En este apartado se estudia la frontera entre la zona de adherencia en la huella del neumático y la zona de deslizamiento. Como se indicó en capítulos anteriores en esta

tesis doctoral se consideran sólo dos zonas de la huella en la que el comportamiento adherente es distinto. La frontera de ambas viene determinada por el punto  $x_j$ .

Para el estudio de la posición  $x_j$ , se tendrán en cuenta los casos de frenadas progresivas y frenadas severas. En cada una de ellas, partiendo de la ecuación del movimiento obtenida en el capítulo 4 del desarrollo teórico, se distingue entre parámetros constantes y variables en función del tiempo, con el fin de poder resolver dicha ecuación y además poder comparar con los resultados experimentales.

### 7.1.1 Régimen progresivo

La particularidad de la frenada a régimen progresivo radica en que el neumático se encuentra frenando en contacto con los dos rodillos del frenómetro en todo momento. En la Figura 7-1 se observa el esquema planteado para este tipo de frenada, así como una imagen real obtenida en laboratorio.

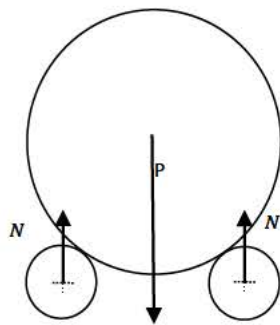


Figura 7-1: Esquema y fotograma del contacto de neumático-rodillos en una frenada progresiva

Como se indicó en el capítulo 4, la ecuación del movimiento para este tipo de frenada viene expresada por:



$$N_T - (F_f + R_r) \cdot r_c = I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

A su vez se concluía que la expresión para la fuerza de frenado en estas condiciones es:

$$F_f = F_x = 2 \cdot F_x^* = \frac{K_x \cdot b_c \cdot i}{(1 - i)} (3x_j^2 - l_c^{*2})$$

siendo  $l_c^*$  la longitud de cada una de las huellas de contacto en régimen progresivo.

Por este mismo hecho, se tiene que  $F_x = 2 \cdot F_x^*$

Por tanto:

$$N_T - R_r \cdot r_c + \frac{r_c \cdot K_x \cdot b_c \cdot i}{(1 - i)} (3x_j^2 - l_c^{*2}) = I_O \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

Aquí, los parámetros que se consideran dependientes del tiempo son la velocidad de giro de la rueda ( $\omega$ ), el deslizamiento ( $i$ ) y el punto donde comienza el deslizamiento ( $x_j$ ). Se consideran constantes tanto las dimensiones de la huella ( $l_c^*, b_c$ ), como el valor de rigidez longitudinal ( $K_x$ ), la fuerza y el par tractor de la rueda de los rodillos del frenómetro y el radio de contacto rueda-rodillo de arrastre ( $r_c$ ).

De dicha expresión, y como se explicó en detalle anteriormente, se puede conocer el valor del punto donde comienza el deslizamiento. Siendo su expresión:

$$x_j = \pm \sqrt{\frac{l_c^{*2} \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c + (1 - i) \cdot \left( N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt} \right)}{3 \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}}$$

De los ensayos realizados se puede conocer la fuerza de frenado,  $F_f$ . Dicha fuerza crece en el tiempo a medida que el conductor aumenta la fuerza en el pedal de freno. Esta evolución se ha determinado experimentalmente., se muestra como ejemplo el ensayo realizado mediante una frenada progresiva con carga máxima y 3 bar de presión de inflado del neumático, es decir, en condiciones desfavorables para la adherencia. La Figura 7-2 representa dicha fuerza de frenado.

Inicialmente se aprecia una frenada residual (de 55 daN) debida a la resistencia al movimiento. Esta resistencia es originada por la resistencia a la rodadura más las resistencias pasivas existentes en toda la cadena de transmisión que conecta el motor con los rodillos del frenómetro. Cuando el conductor acciona el pedal de freno el tiempo transcurrido entre el punto donde comienza a aumentar la fuerza y donde alcanza su valor máximo, es de 2,18 segundos.

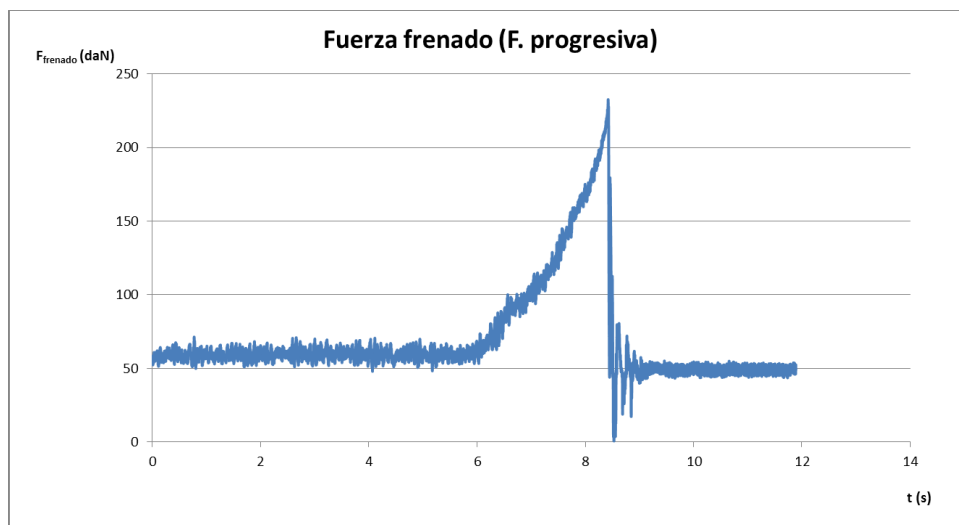


Figura 7-2: Fuerza de frenado en función del tiempo. Ensayo completo de frenada progresiva

Debe aclararse aquí que el valor máximo obtenido de la fuerza de frenado no corresponde al de máxima adherencia (este valor se obtiene en el frenómetro en el caso de frenada de la rueda con el rodillo trasero del frenómetro).

En los datos representados en la Figura 7-2 se concluye que el par resistente residual debido a la resistencia a la rodadura y a las resistencias pasivas del mecanismo de transmisión del frenómetro es constante.

A partir de un cierto instante ( $t=6,22s$  en la Figura 7-2) se observa que el conductor acciona el pedal de freno hasta llegar a un máximo valor de fuerza de frenado ( $t=8,42s$  en la Figura 7-2). A partir de aquí el conductor deja de accionar el pedal y la prueba finaliza. Se observa en los ensayos que la fuerza máxima aplica en el pedal se obtiene instantes después de la fuerza máxima.

En los ensayos además de la fuerza de frenado se registra la velocidad del rodillo palpador con el fin de calcular el deslizamiento. Tal y como se indicó en los capítulos 4 y 6, el deslizamiento se calcula mediante la siguiente expresión:

$$i = 1 - \frac{\omega \cdot r}{\omega_R \cdot r_r}$$

Dado que la velocidad tangencial del palpador y del neumático son iguales por diseño del frenómetro. El deslizamiento se calculará como sigue:

$$i = 1 - \frac{\omega_p \cdot r_p}{\omega_R \cdot r_r}$$

siendo:

$i$ : deslizamiento longitudinal

$\omega_R$ : velocidad angular del rodillo

$r_r$ : radio del rodillo

$\omega_p$ : velocidad angular del rodillo palpador

$r_p$ : radio del rodillo palpador

$\omega$ : velocidad angular de la rueda

$r$ : radio del neumático

Por tanto, conocida la evolución en el tiempo de la velocidad angular del rodillo palpador, la velocidad angular del rodillo de arrastre (considerada constante), así como sus radios, se puede calcular el deslizamiento.

Para el mismo ejemplo de carga máxima y presión de inflado 3 bares, la evolución del deslizamiento en función del tiempo obtenido se muestra en la Figura 7-3.

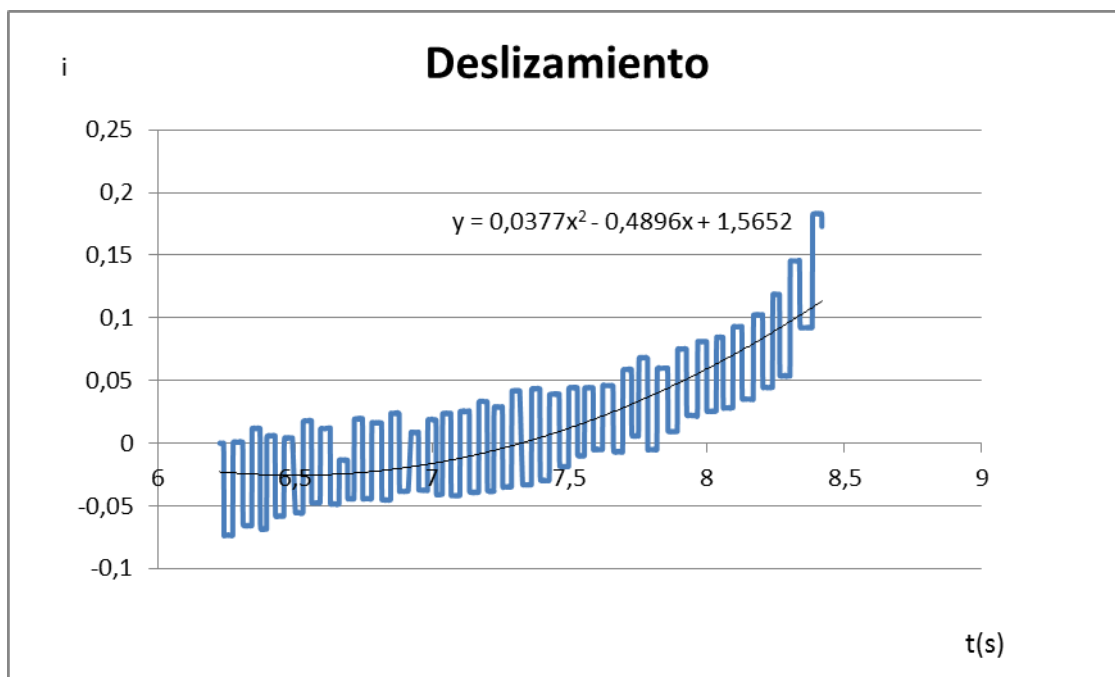


Figura 7-3: Evolución del deslizamiento en el tiempo, producido en la huella durante la frenada

Se aprecia que a medida que aumenta la fuerza de frenado lo hace el deslizamiento, si se observa la Figura 7-4, una frenada de este tipo se encuentra en el tramo OB

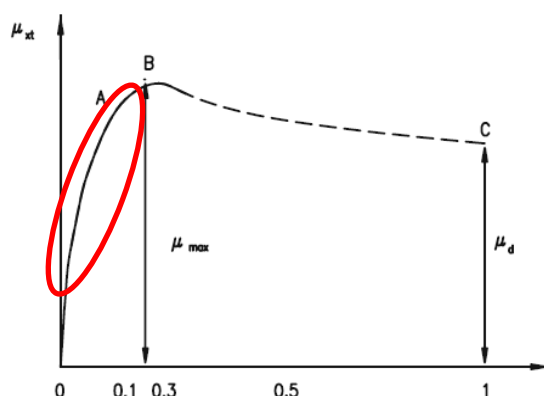


Figura 7-4: Coeficiente de adherencia-deslizamiento longitudinal (frenado)

Como se puede observar en la Figura 7-4 la fuerza de frenado máxima se alcanzará en el punto B donde el deslizamiento está comprendido entre el 10% y el 30%. En el ejemplo mostrado el máximo deslizamiento es de 0,18.

Este parámetro es característico de este tipo de equipos, ya que basándose en él el frenómetro detiene la prueba para evitar daños en los neumáticos. Si este valor no está bien definido, la fuerza máxima de frenado que muestra como resultado final en una prueba de inspección no sería correcta. Si el valor de deslizamiento está infravalorado, la prueba se detendrá antes de lo debido mostrando como resultado final una fuerza de frenado que realmente es inferior a la fuerza máxima. Sería el caso, en el que en la Figura 7-4 nos encontramos en el tramo OA. La fuerza seguiría aumentando pero por diseño el frenómetro detiene la prueba y por tanto la fuerza que indicaría el frenómetro realmente no sería la máxima del sistema de frenos. En el caso de que el valor de deslizamiento esté sobrevalorado lo que ocurre es que si se llega a la fuerza máxima de frenado pero la prueba no se detiene, conllevando al deslizamiento del neumático con el rodillo provocando el desprendimiento de caucho del neumático. Obviamente el punto ideal para el valor de deslizamiento del frenómetro debe ser en el que se alcanza la fuerza máxima y sin llegar al deslizamiento, punto B en la Figura 7-4.

En el caso del frenómetro utilizado para los ensayos, este valor es de 18%, la norma sobre frenómetros de rodillos [11] indica que este valor debe estar comprendido entre el 22% y el 28%, por lo que se podría ajustar este equipo obteniendo valores superiores de frenada. Este ajuste afectaría al valor de  $x_j$  y a las áreas de contacto tanto en adherencia como en deslizamiento.

Conocidos todos los parámetros se puede conocer la evolución durante un proceso de frenada del valor de  $x_j$ , para cada condición de ensayo, mediante la siguiente expresión:

$$x_j = \pm \sqrt{\frac{l_c^{*2} \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c + (1 - i) \cdot \left( N_T - R_r \cdot r_c - I_O \cdot \frac{d\omega}{dt} \right)}{3 \cdot r_c \cdot K_x \cdot i \cdot b_c}}$$

Como se ha indicado anteriormente, este valor representa la frontera entre la zona de adherencia y deslizamiento. Como se puntualizó no existen zonas puramente de adherencia, un neumático que rueda muestra zonas de microdeslizamiento y de deslizamiento puro. El microdeslizamiento se debe al movimiento de serpenteo del caucho de la banda de rodadura al adaptarse rápidamente a la zona de contacto, siendo su orden de magnitud, milésimas, suficientemente pequeño para permitir suponer que no hay movimiento relativo entre la banda y la superficie de contacto. El deslizamiento puro se produce cuando se pierde completamente el contacto entre ambas superficies.

Para conocer este valor frontera debemos conocer la evolución de la velocidad angular del neumático ( $\omega$ ) durante la frenada, la cual se ha obtenido experimentalmente a través del registro de la velocidad angular del palpador del frenómetro (Figura 7-5).

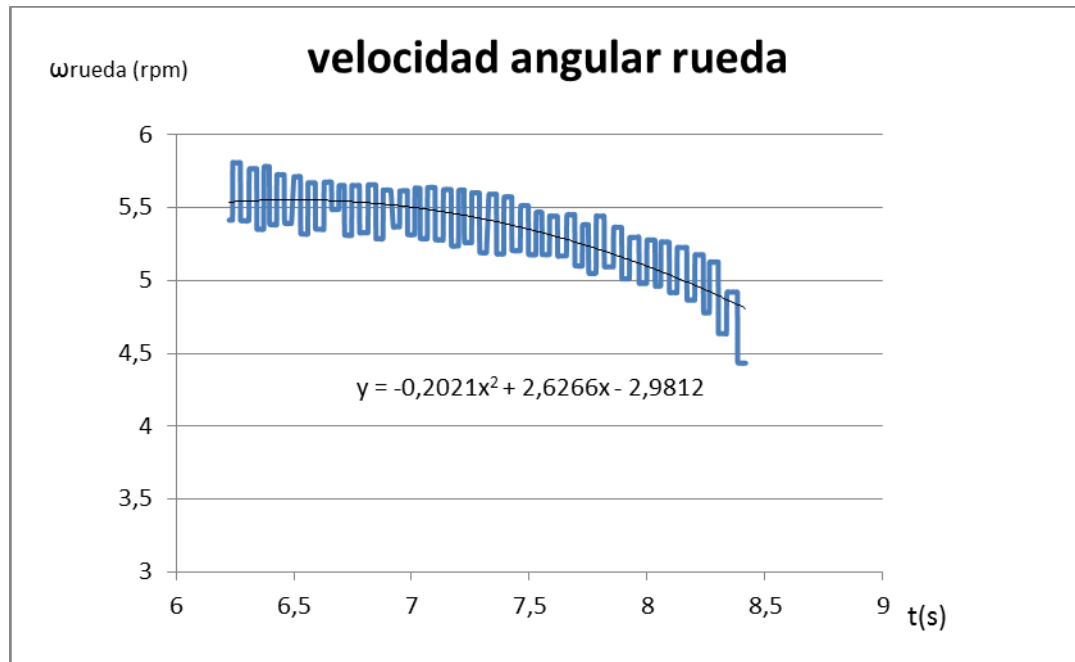


Figura 7-5: Evolución de la velocidad angular de la rueda durante la frenada. (F. progresiva)

Conocida la expresión de la curva de la velocidad de la rueda frente al tiempo se puede calcular el término  $\frac{d\omega}{dt}$  de la expresión de  $x_j$ .

Aplicando, los parámetros conocidos y los calculados se puede obtener el valor de  $x_j$  para cualquier instante. En el caso de esta tesis interesa lo ocurrido en el frenómetro en frenada máxima, por lo que se calcula para ese instante, obteniendo:

$$x_j = 23,31 \text{ mm}$$

Dicho de valor de  $x_j$  se obtiene para un deslizamiento de 0,18 con una velocidad del rodillo palpador de 1,37m/s y del rodillo de arrastre (constante) de 1,68 m/s. Para ese instante (8,41s) se obtiene el valor de fuerza máxima siendo 2.325 N. Para estas condiciones de carga y presión las dimensiones de las huellas fueron (Figura 7-6):

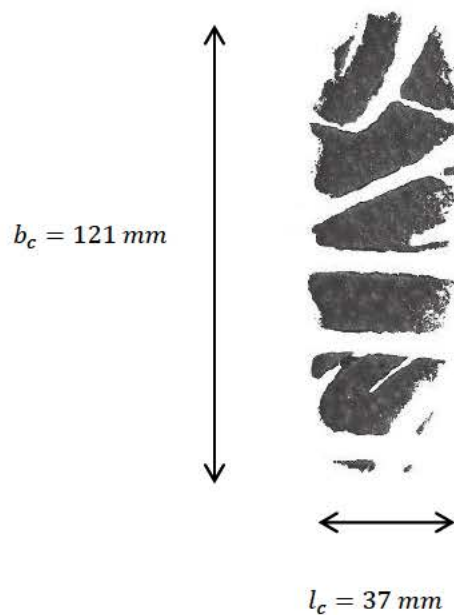


Figura 7-6: Dimensiones de la huella del rodillo trasero (P3Q3)

Esto implica que sobre los rodillos del frenómetro en el instante de frenada máxima (en frenada progresiva) se obtiene una zona amplia de adherencia siendo el 63% del total de la huella.

En el caso de ajustar el frenómetro cabe esperar que el punto  $x_j$  variará obteniendo así mayor adherencia a lo largo de la frenada registrando una fuerza de frenado mayor.

### 7.1.2 Máxima adherencia

Para una frenada de máxima adherencia, el neumático está únicamente en contacto con el rodillos trasero del frenómetro, Figura 7-7.



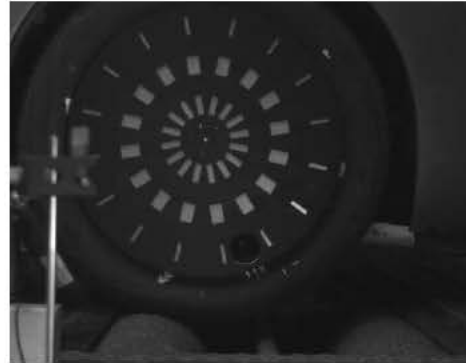
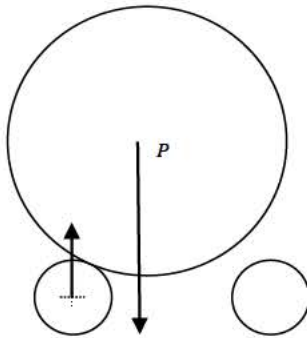


Figura 7-7: Esquema y fotograma del contacto de neumático-rodillos en una frenada severa

En el capítulo 4, en el apartado 4.3.2 “Ecuación de la dinámica para una frenada progresiva” se llega a determinar el valor del ángulo que forma el radiovector que une el centro O de la rueda con el centro Q del rodillo del frenómetro,

$$M \cdot \frac{d\vec{\Omega}}{dt} = N_T - [(F_f + R_r) \cdot r_r + mg \cdot \text{sen}\beta(r_r + r_c)]$$

siendo

$$M = m_r \left[ \frac{1}{2} \cdot r_c^2 + (r_r + r_c)^2 \right]$$

Cuando se alcanza la máxima adherencia, el frenómetro mide la mayor fuerza de frenado. En estas circunstancias,

$$\frac{d\Omega}{dt} = 0$$

de lo que,

$$N_T - (F_f + R_r) \cdot r_r + mg \cdot \text{sen}\beta \cdot (r_r + r_c) = 0$$

es decir, conocido  $F_f$ , puede obtenerse el valor de  $\beta$  según,

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{N_T - (F_f + R_r) \cdot r_r}{mg \cdot (r_r + r_c)}$$

Con ella se representa el movimiento de retroceso que sufre el neumático respecto de Q, durante este tipo de frenada.

En esta ecuación, los parámetros dependientes del tiempo son la fuerza de frenada, velocidad de giro de la rueda, el deslizamiento y el punto donde comienza el deslizamiento. A diferencia, de en el caso progresivo, a las anteriores variables se le deben añadir el radio de contacto, y el ángulo  $\beta$  (Figura 4-14). Que el radio de contacto dependa del tiempo se debe a que a medida que transcurre la frenada, el centro de la rueda se desplaza, variando el reparto de la masa. El peso parte de estar repartido simétricamente ( $t_1$  en Figura 7-8), al igual que en el caso progresivo, a ser soportado únicamente por el rodillo trasero del frenómetro ( $t_3$  en Figura 7-8).



$t=t_1s$



$t=t_2s$



$t=t_3s$

Figura 7-8: Variación del reparto de pesos en frenada de máxima adherencia

El comportamiento del ángulo  $\beta$  es el mismo que el del radio de contacto. Este ángulo es el que va a definir la trayectoria del centro de la rueda, denominándose  $\Omega$ .

Al igual que en el caso progresivo, y utilizando el mismo ejemplo de carga máxima y presión de inflado del neumático de 3 bar, la fuerza en función del tiempo nos la proporciona el frenómetro (Figura 7-9).

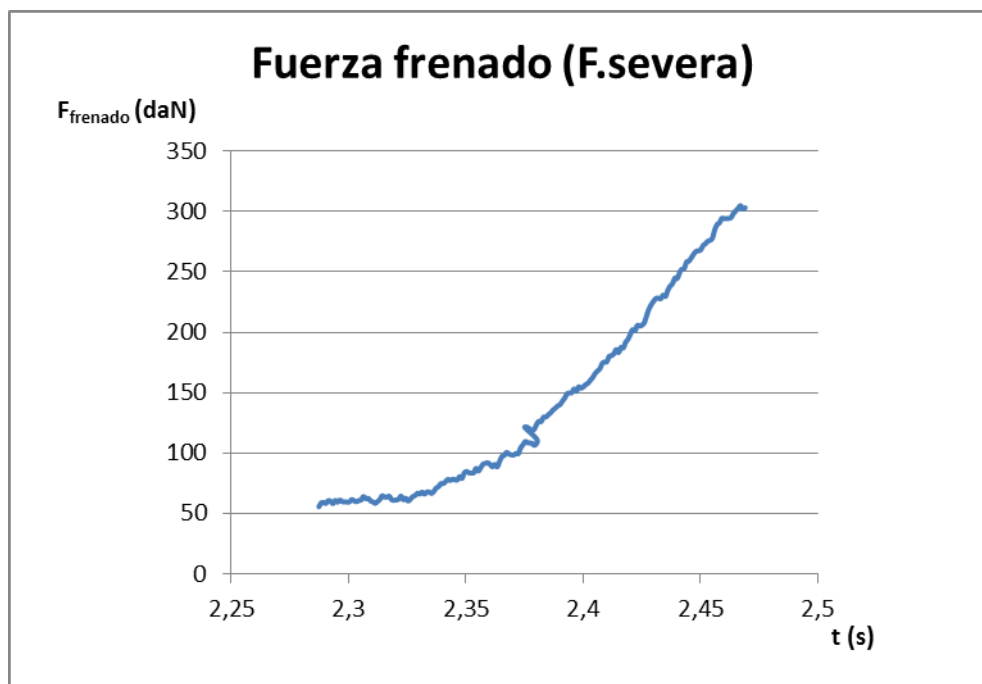


Figura 7-9: Evolución de la fuerza de frenado en frenada severa

Se aprecia que la frenada transcurre en un período de tiempo inferior, siendo éste la mitad que en una frenada progresiva, en este caso la frenada se realiza en 0,88s.

Al igual que en el caso anterior, se procede a registrar la velocidad angular (Figura 4-10) y se calcula el deslizamiento (Figura 7-11).

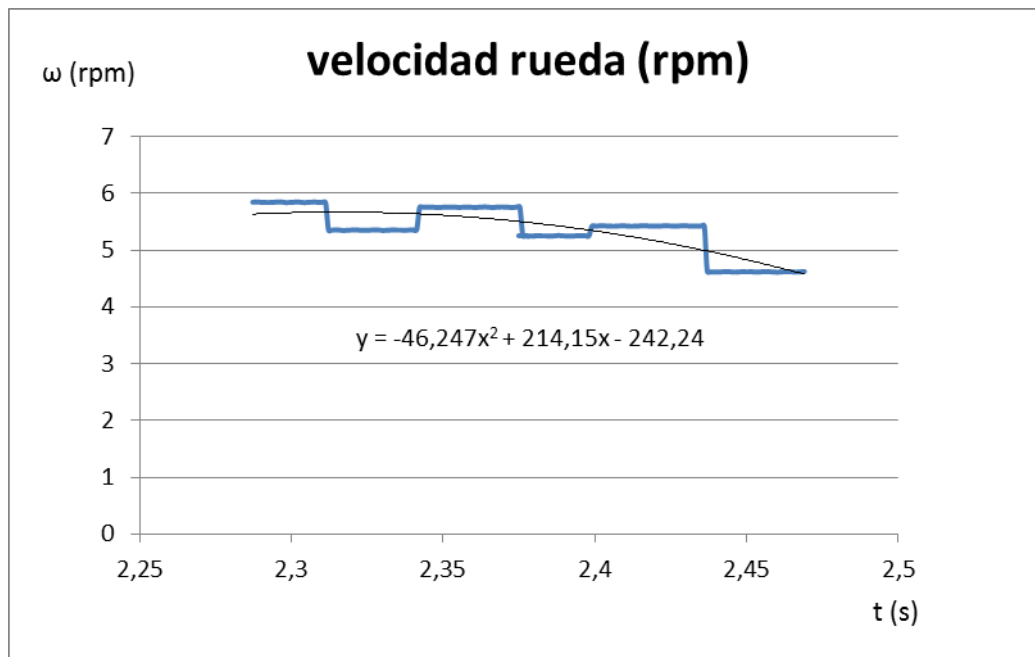


Figura 7-10: Velocidad angular del neumático durante el proceso de frenada (F. severa)

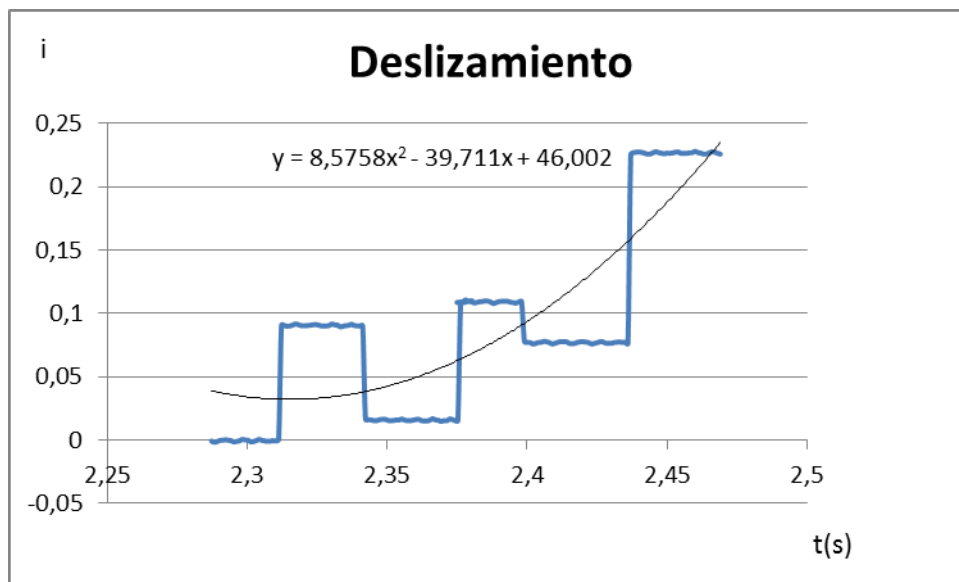


Figura 7-11: Evolución del deslizamiento en el tiempo, producido en la huella durante la frenada (F. severa)

Para el cálculo de  $x_j$  en este tipo de frenadas, se aplica la siguiente ecuación:

$$x_j = \pm \sqrt{\frac{(1-i) \left[ N_T - m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta - R_r \cdot r_r + M \cdot \frac{d^2\beta}{dt^2} \right] + 3 \cdot l_c^2 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}{3 \cdot K_x \cdot i \cdot b_c \cdot r_r}}$$

De esta expresión son conocidos las dimensiones de las huellas y los parámetros constantes ( $K_x, r_r, m, N_T, R_r, M$ ).

Dado que se trata de frenadas muy rápidas para conocer el resto de parámetros se emplea una cámara de alta velocidad. En el siguiente apartado se explica su utilización y los resultados más relevantes obtenidos. Con el estudio de imágenes se obtienen, tanto el radio de contacto dinámico, como la evolución en el tiempo del ángulo  $\beta$  y la trayectoria del centro de la rueda durante la frenada, permitiéndonos entonces calcular el valor de  $\frac{d\Omega}{dt}$ .

Para la misma condición (P3Q3) se obtiene la evolución del ángulo  $\beta$  en el tiempo (Figura 7-12) con el fin de conocer su derivada.

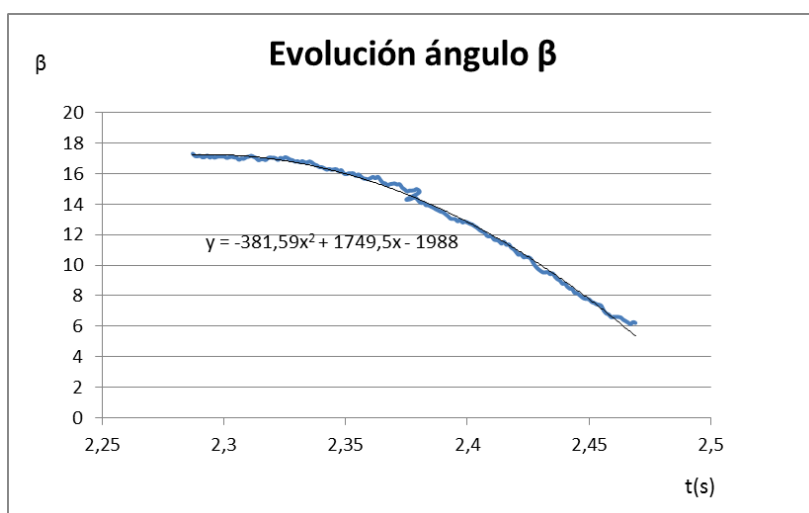


Figura 7-12: Evolución del ángulo  $\beta$  en el tiempo durante la frenada

Calculada ya la evolución del ángulo y empleando los valores ya conocidos, se puede obtener el valor frontera entre el deslizamiento y la adherencia en el instante en el que se obtiene la fuerza de frenada máxima. Su valor es:

$$x_j = 35,46 \text{ mm}$$

Dado que la huella tiene una longitud de 51 mm para esta condición sobre un único rodillo, en el momento que la fuerza de frenado es máxima (3.032N) se tiene un total de 69 % del área de contacto que mayoritariamente es adherencia.

## 7.2 Información registrada con cámara de alta velocidad

En la presente tesis se emplea una cámara de alta velocidad con el fin de poder estudiar que ocurre en el proceso de frenada que transcurre en un espacio corto de tiempo. En las grabaciones se calcula el radio de contacto sobre el rodillo trasero, ya que como se explicó en el apartado 6.3.1 es donde se realiza la frenada. Se comprobará la variación del radio efectivo en función de las condiciones de carga y presión, así como su evolución a lo largo de la frenada.

Se observa en las imágenes cual es la trayectoria del centro de la rueda a lo largo del tiempo durante la frenada y en función de las condiciones de ensayo.

Para la realización de medidas con cámara de alta velocidad se debe ser muy cuidadoso en la colocación de la misma. Garantizando que nos encontramos en un plano paralelo al plano que contiene el punto que quiere controlar. En el caso de la presente tesis se coloca la cámara en paralelo a la rueda (Figura 7-13). De este modo las medidas verticales que se obtienen de las imágenes serán a escala real.

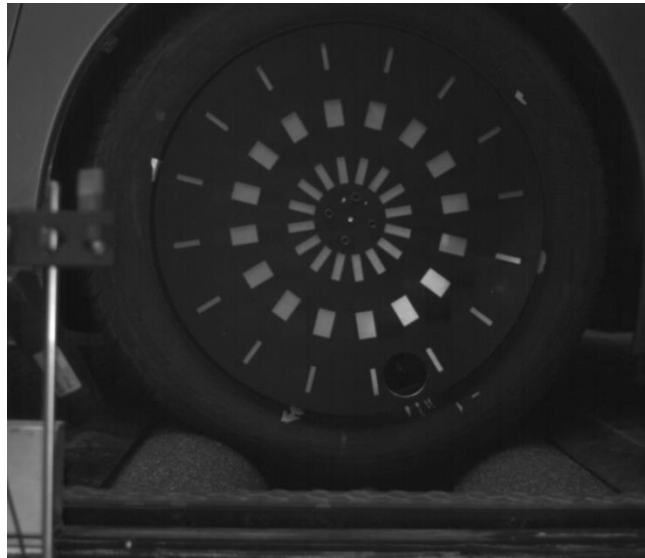


Figura 7-13: Fotograma de frenada sin control de la profundidad

Además de controlar el eje vertical se debe buscar la manera de conseguir que las medidas en el eje horizontal también sean valores reales. En este caso, no se puede garantizar que siempre la rueda frenará en la misma parte del rodillo, por lo que se debe añadir una referencia que nos permita conocer la distancia desde la zona del contacto a un punto fijo.

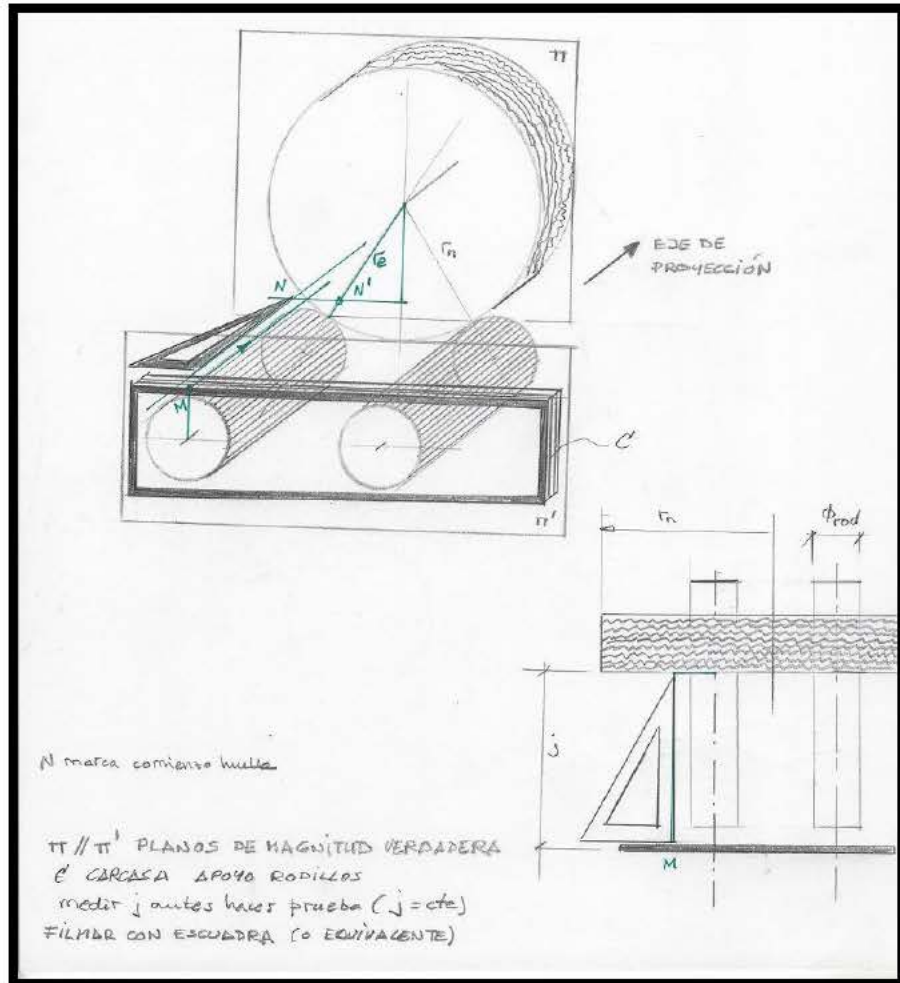


Figura 7-14: Diseño de ensayos para obtener magnitudes reales

Como se observa en la Figura 7-14, se tienen dos planos paralelos ( $\pi$  y  $\pi'$ ). El plano  $\pi$  contiene la rueda y es móvil a lo largo del rodillo y el plano  $\pi'$  es un plano fijo que está en el frontal del frenómetro. En este plano  $\pi'$  marcamos el punto  $M$  que equivale al punto tangente del rodillo en la vertical con su centro. De este modo aparece en primer plano en las grabaciones, la particularidad de este punto es que se encuentra en la vertical del centro del rodillo pero está contenido en el plano  $\pi'$ . Mediante una regla controlamos la distancia entre ambos planos. Esta regla se puede apreciar en la Figura 7-16.



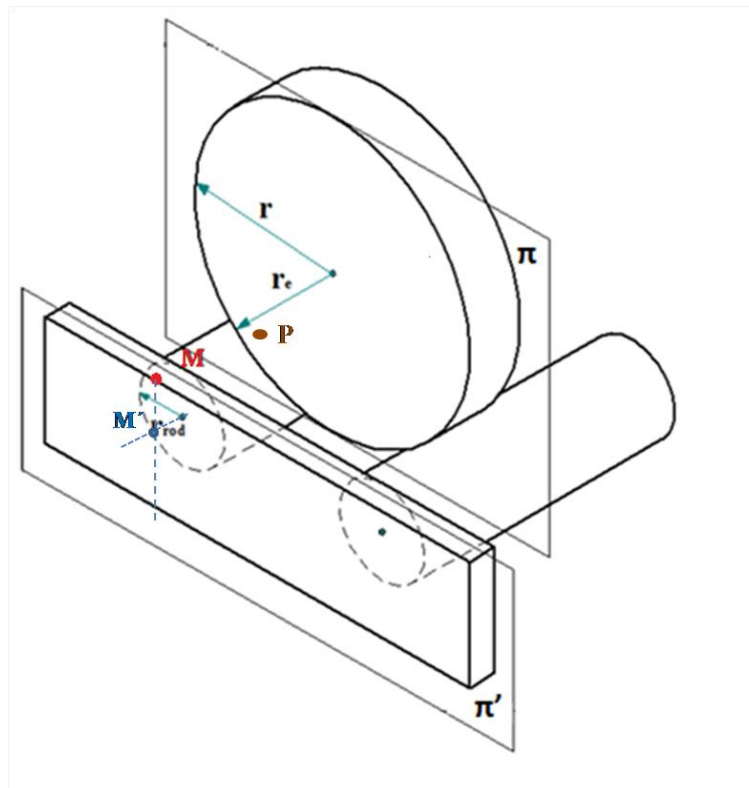


Figura 7-15: Esquema de elementos filmados

En la Figura 7-15, se observa el punto  $P$  que representa el punto en el instante de la frenada con la tangente del rodillo. Realmente, durante la frenada se obtienen infinitos puntos, creando una línea, cuya distancia al punto  $M$  se puede obtener en magnitud real conociendo dicha magnitud del punto  $P$ . El punto  $M'$  sería el centro del rodillo pero contenido en el plano  $\pi'$ .

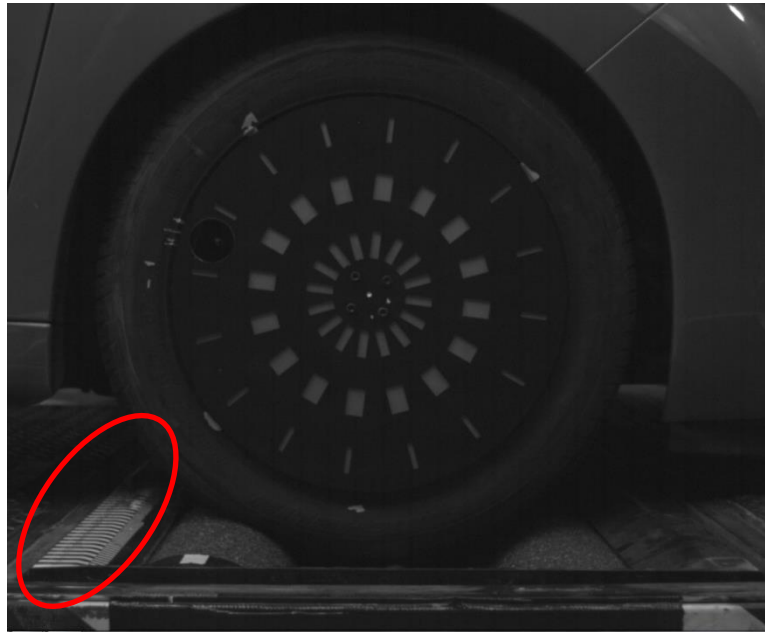


Figura 7-16: Fotograma de frenada con control de profundidad

Una vez controlados los planos vertical y horizontal, se debe utilizar el diafragma más pequeño disponible para obtener la mayor luz posible en las grabaciones. Por otro lado se ajusta la distancia focal para encuadrar la zona a estudiar. En este caso se tiene en cuenta que el fenómeno a estudio es el movimiento de la rueda durante de la frenada que, como ya se vio en apartados anteriores, la rueda cabalgará sobre el rodillo trasero y por tanto se debe tener encuadre suficiente para poder grabar el proceso completo. Además se tendrá en cuenta a la hora de tratar las imágenes el objetivo utilizado, dado que éste deforma la imagen. Un software específico comercial ajusta la deformación.

El número de fotogramas viene limitado por el tiempo de grabación. La cámara tiene una memoria limitada y por tanto, a mayor número de imágenes por segundo que se graben, menos tiempo de grabación se puede tener. Para el caso de las frenadas presentadas en esta tesis, se comprueba que 1000 fps es suficiente.

Una vez colocado el trípode y fijados los parámetros, éstos se mantienen fijos para todos los ensayos con el fin de que se puedan comparar los resultados.

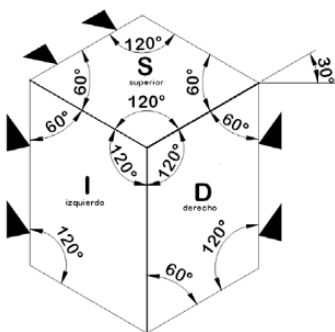
Para cada condición de presión de inflado (P), carga del vehículo (Q), temperatura (T), se realizan los tres tipos de frenada (severa, mantenida y progresiva) y todos los ensayos se registran con la cámara de alta velocidad. Los resultados obtenidos se pueden consultar en el siguiente apartado.

Para cada uno de los vídeos, se seleccionan cinco fotogramas, siendo el primero donde comienza la frenada y el último en el que la rueda se detiene. Al conocer el número de fotograma al que pertenece el fotograma conocemos el intervalo de tiempo entre los puntos por los que podemos ver la trayectoria en función del tiempo. Para la obtención de dicha trayectoria, para cada fotograma, se mide la distancia del centro de la rueda al punto de contacto en la tangente del rodillo.

Se debe tener en cuenta que las magnitudes verticales son reales pero las horizontales deben ser calculadas. Al estudiar las imágenes y a pesar de tener todas las precauciones descritas, se obtiene una imagen cuya vista está entre una cónica y una isométrica.

### PERSPECTIVA ISOMÉTRICA

El sistema isométrico se caracteriza por tener tres isoplanos, cada uno de estos isoplanos forman entre si un ángulo de  $120^\circ$  y formando uno de  $30^\circ$  con la horizontal.



### PERSPECTIVA CÓNICA

La perspectiva cónica es un sistema de representación gráfico basado en la proyección de un cuerpo tridimensional sobre un plano auxiliándose en rectas proyectantes que pasan por un punto (punto de fuga). El resultado se aproxima a la visión obtenida si el ojo estuviera situado en dicho punto.

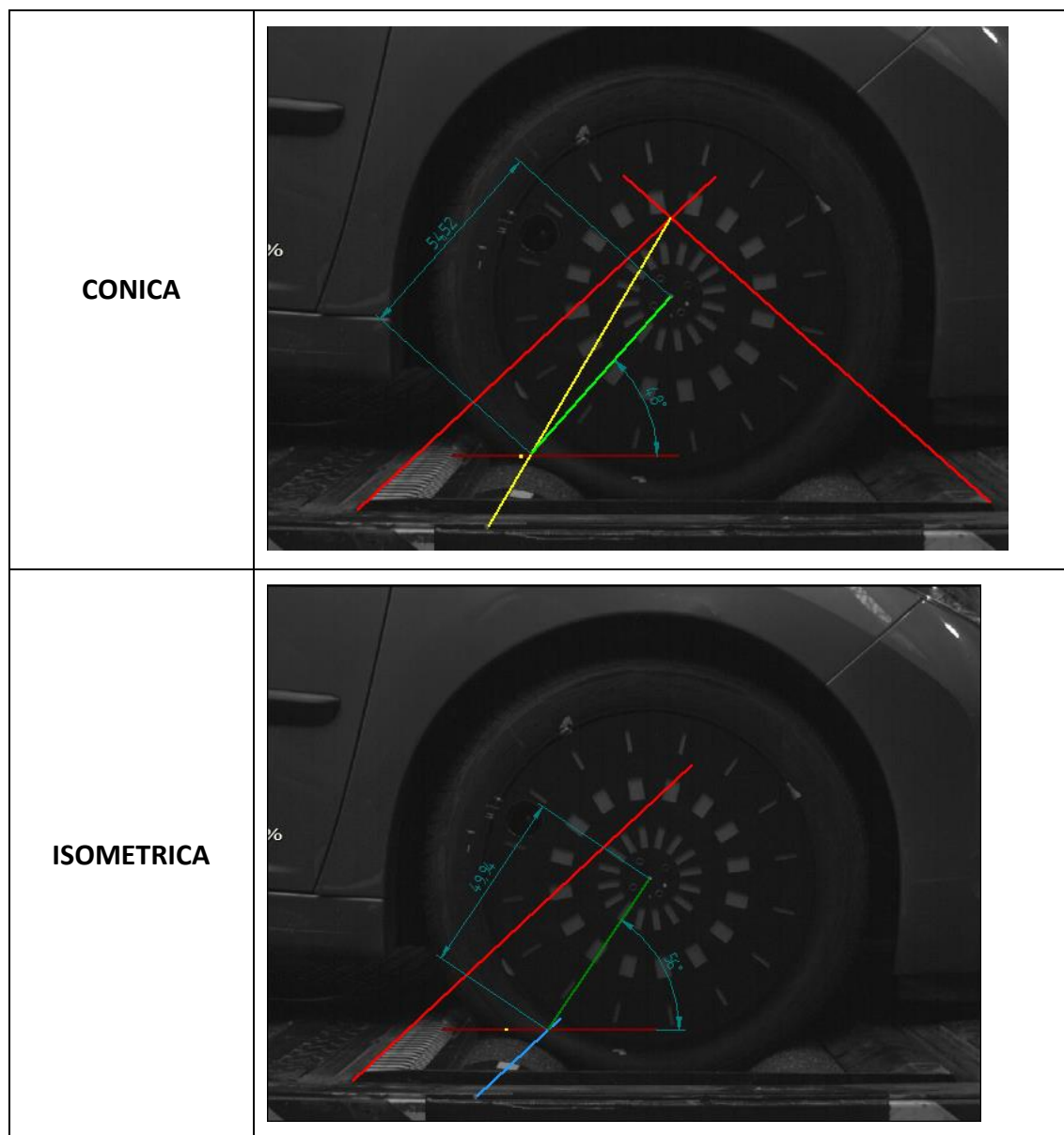


Figura 7-17: Diferentes vistas. (cónica e isométrica)

En el caso de las imágenes tratadas, se hace el cálculo de distancias y ángulos para ambas perspectivas para poder evaluar si la diferencia entre ellas es elevada. Como se puede ver en la Figura 7-18, se mide la distancia entre el punto de contacto y el centro de la rueda con las dos perspectivas, (cónica en amarillo oscuro e isométrica en verde), la diferencia es de 4,5 milímetros. Así como se mide también el ángulo que forma la recta que pasa por el centro de la rueda y el punto de contacto con la horizontal, para vista cónica (verde luminoso)  $48^\circ$  y para isométrica (verde oscuro)  $56^\circ$ , la diferencia entre ellos es de  $8^\circ$ . Ambas diferencias son pequeñas por lo que se pueden considerar perspectivas equivalentes.

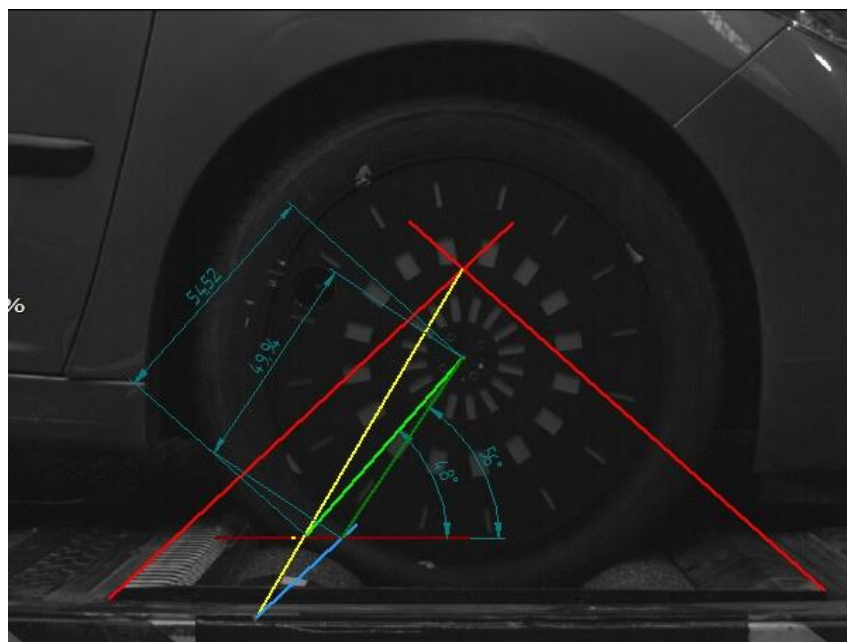


Figura 7-18: Comparación perspectiva cónica e isométrica

Si se representa la variación de las coordenadas (X,Y) del centro de la rueda respecto del centro fijo de giro del rodillo del frenómetro para cada fotograma, teniendo en cuenta las dos posibles perspectivas se obtiene la Figura 7-19 en vehículo con carga máxima. Se observa que ambos resultados son muy similares.

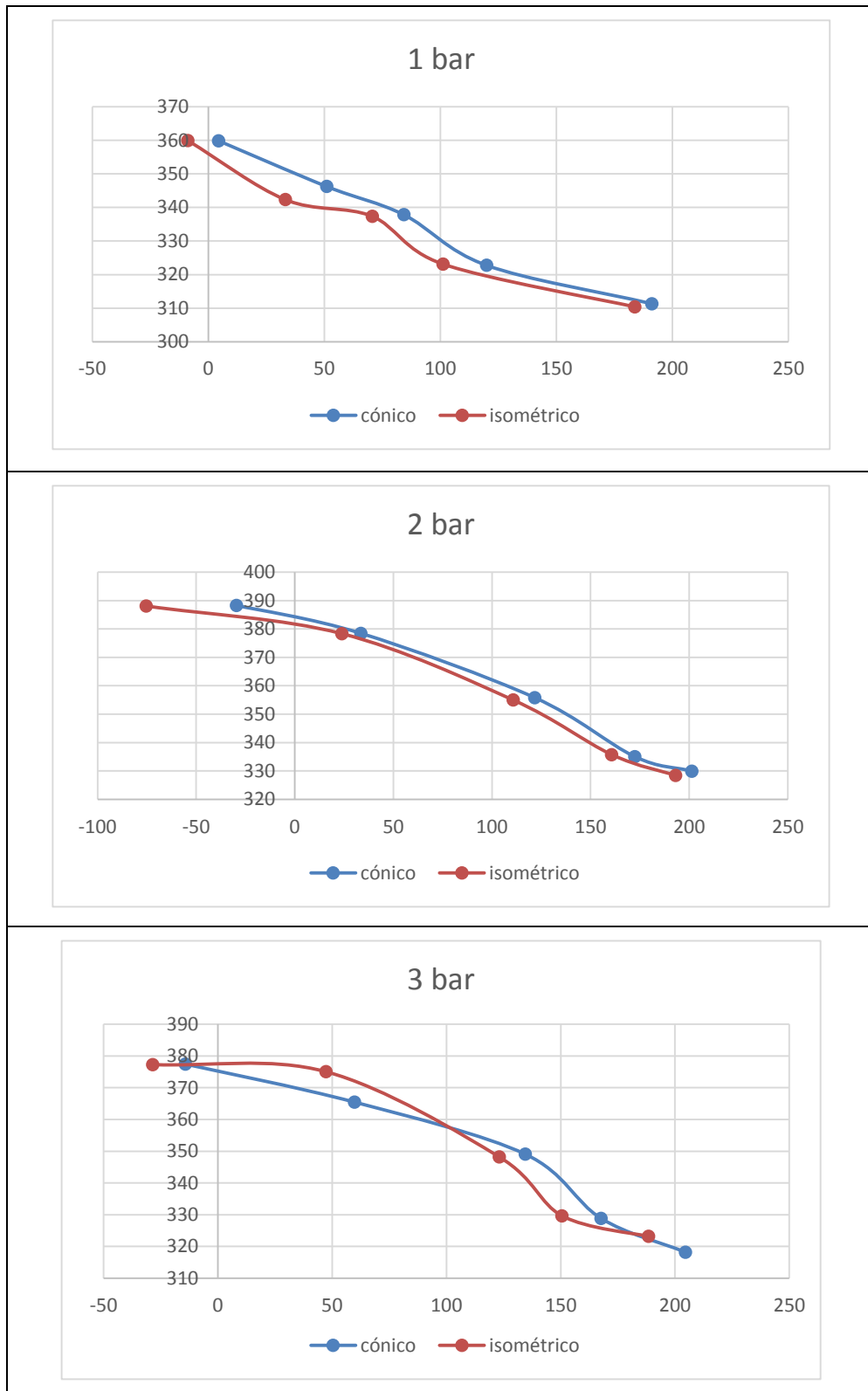


Figura 7-19: Trayectorias del centro de la rueda para carga máxima (cónico e isométrico)

El orden que sigue la trayectoria del centro del centro (X,Y) de la rueda comienza d derecha a izquierda de estas gráficas.

Se elige la perspectiva cónica para analizar las trayectorias del centro de la rueda

### 7.2.1 Determinación teórico-experimental del radio dinámico de rodadura

Una de las grandes incógnitas en la dinámica de vehículos es el valor del radio de contacto del neumático con la calzada. En el caso del frenómetro, como se ha desarrollado anteriormente, existen dos radios de contacto, uno con el rodillo delantero y otro con el trasero. Esto sólo ocurre en una situación en la que la rueda permanece parada sobre los dos rodillos, dado que como se demuestra en las imágenes de alta velocidad, la frenada se realiza siempre sobre el rodillo trasero. De manera estática se puede llegar a medir dicho radio pero con un margen de error demasiado elevado. El proceso sería el siguiente:

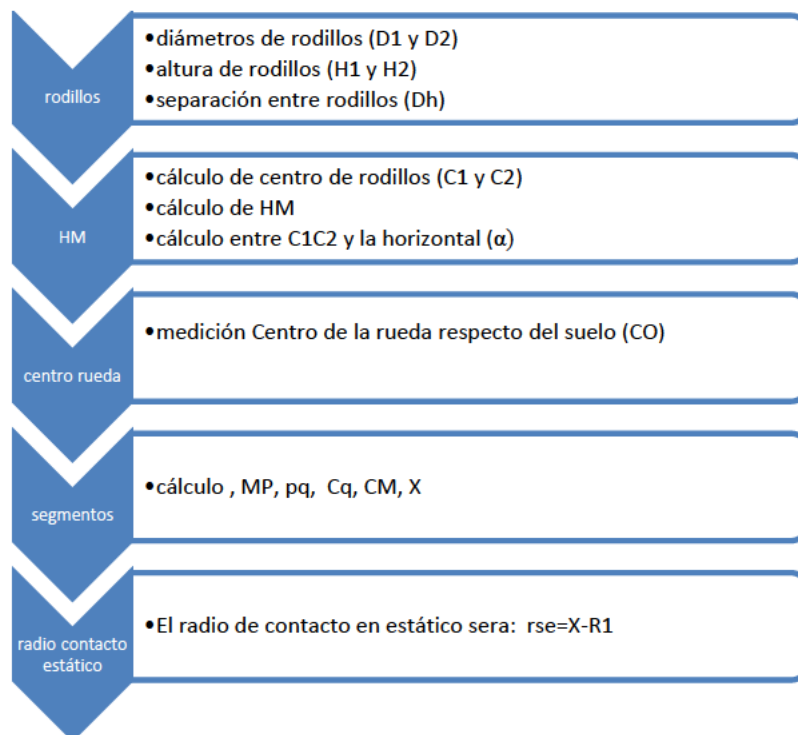


Figura 7-20: Esquema para el cálculo del radio de contacto estático

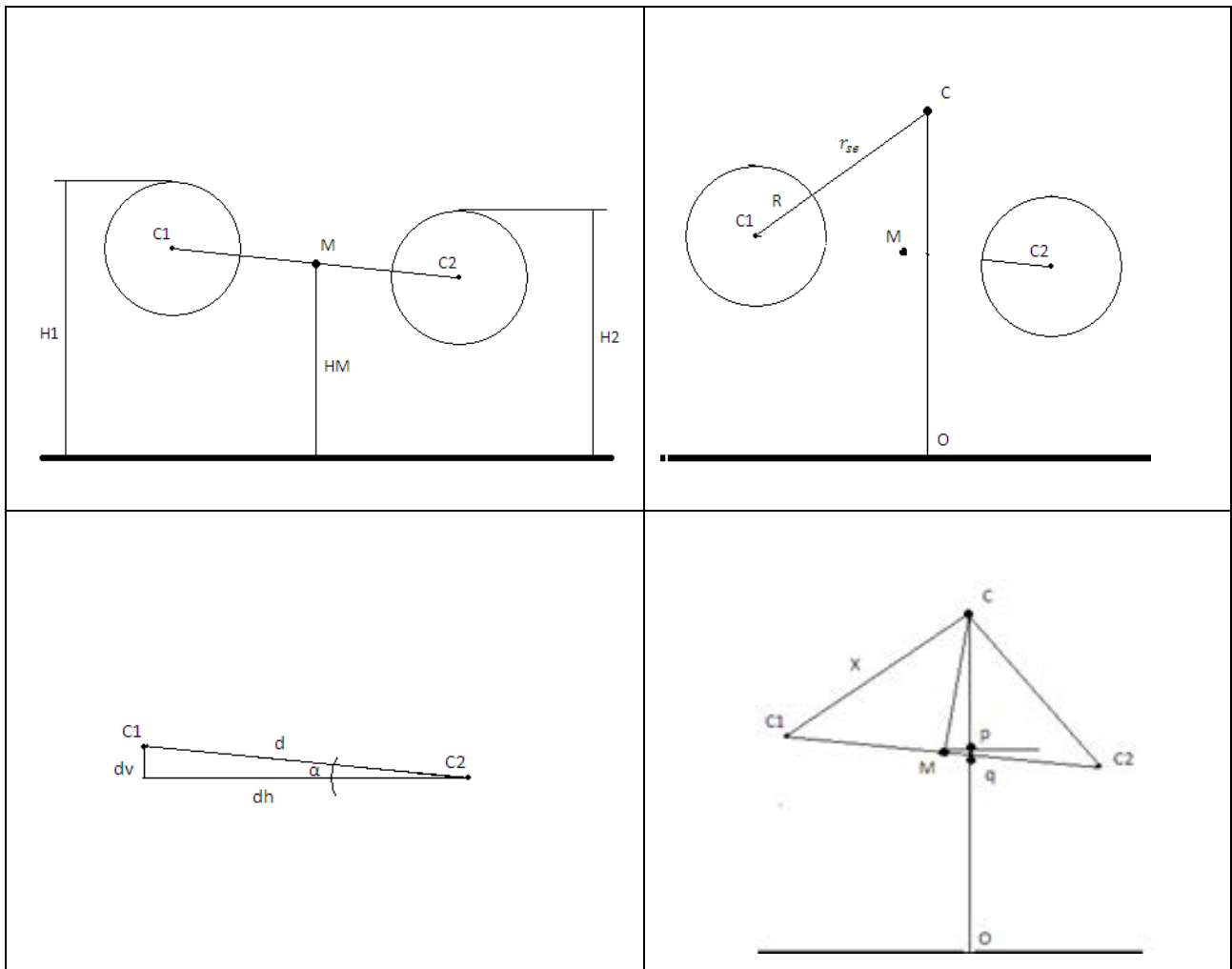


Figura 7-21: Figuras para el cálculo del radio de contacto estático

Como se puede comprobar, conocidas las distancias de fabricación (H1, H2 y el posicionamiento de los rodillos) y midiendo la altura del centro de la rueda para cada condición se puede calcular el radio de contacto estático.

Tras el estudio de las huellas, para cada una de las condiciones planteadas, se puede proceder al cálculo del radio de contacto como se indicó en el apartado 6.3.4.3. De este modo,

$$r_c = r_r \left( \frac{\sin \theta}{\tan \alpha} - 1 + \cos \theta \right)$$



siendo:

$r_c$ : radio efectivo en el contacto del neumático-rodillo

$r_r$ : radio del rodillo de arrastre  $r_{r1} = r_{r2} = r_r$

$r$ : radio del neumático

$\theta$ : semiángulo abarcado en el rodillo de arrastre

$\alpha$ : semiángulo abarcado en la rueda

El radio del rodillo es constante. Los valores de  $\theta$ ,  $\alpha$  y  $r$  se miden de manera estática y para cada una de las condiciones de ensayo. Ambos radios se obtienen utilizando un circómetro y los ángulos mediante la impresión de huellas. Para obtenerlos se debe tener en cuenta, según la Figura 6-28,  $2\overline{MS}$  se obtiene de la impresión de la huella.

$$2\overline{MS} \sim l_c$$

$$\text{sen}\theta = \frac{\overline{MS}}{r_r} \sim \frac{l_c/2}{r_r} = \frac{l_c}{2r_r}$$

$$\text{sen}\theta = \frac{l_c}{2r_r}$$

$$\text{sen}\alpha = \frac{\overline{MS}}{r} \sim \frac{l_c/2}{r} = \frac{l_c}{2r}$$

$$\text{sen}\alpha = \frac{l_c}{2r}$$

Para cada una de las huellas, en cada una de las diferentes condiciones, se puede obtener  $\theta$  y  $\alpha$ . Con estos valores se calcula el valor de radio de contacto. Los resultados se muestran en el siguiente apartado.

El problema que se plantea en la presente tesis es, si es posible el cálculo del radio dinámico de contacto.

### **7.2.2 Resultados experimentales sobre el radio dinámico de rodadura**

Tras el estudio de las grabaciones de alta velocidad, se puede afirmar que el radio de contacto no se mantiene constante a lo largo de las frenadas. Por tanto, de las imágenes grabadas y utilizando una perspectiva cónica, se mide directamente el radio de contacto, siendo denominado éste, radio dinámico de rodadura.

Si comparamos dicho radio dinámico con el radio de contacto obtenido de geométricamente empleando la longitud de la huella obtenido en el capítulo 5, así según se indica en el apartado anterior:

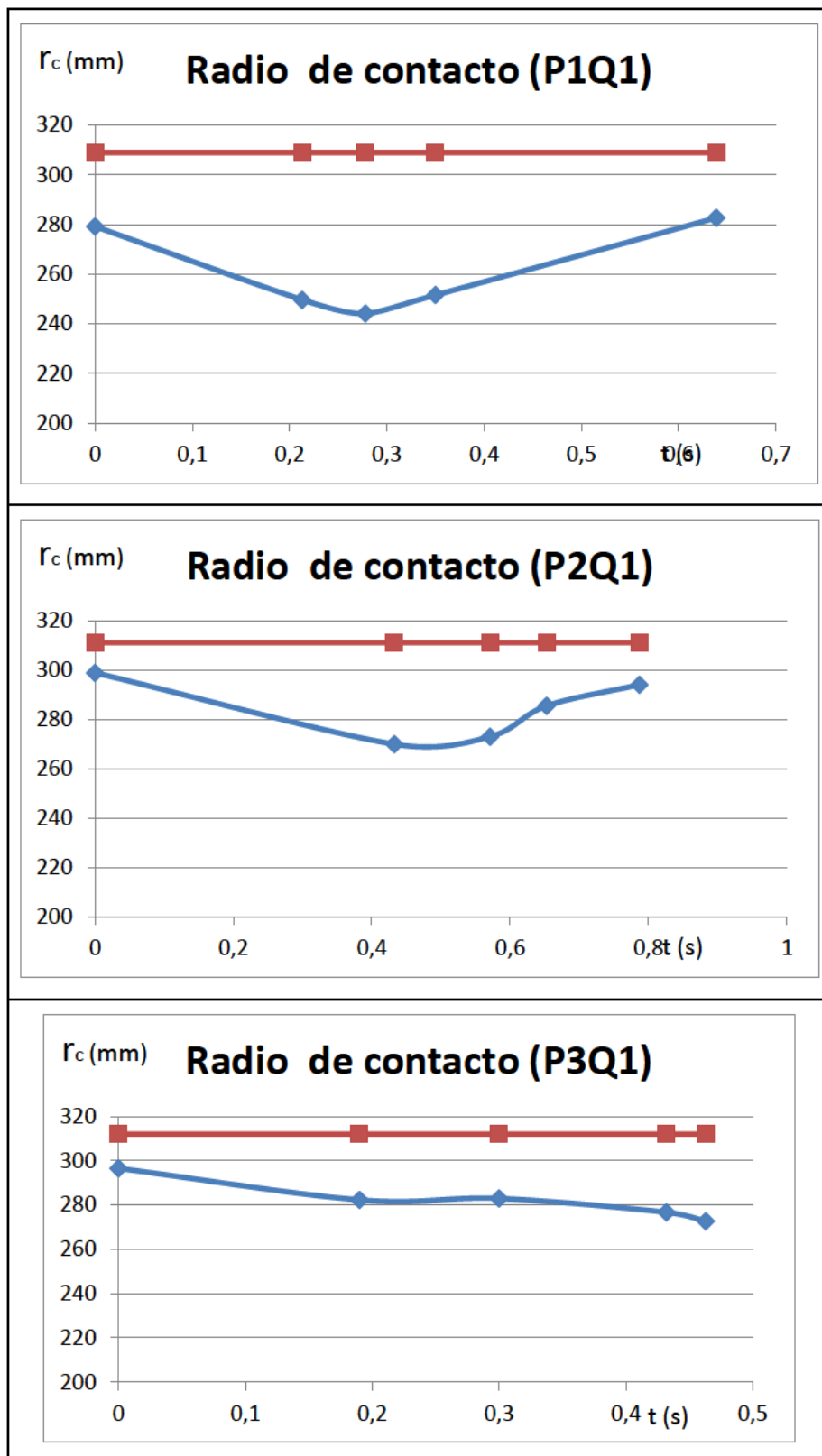


Figura 7-22: Radio de contacto estático (rojo) y dinámico (azul). En vacío

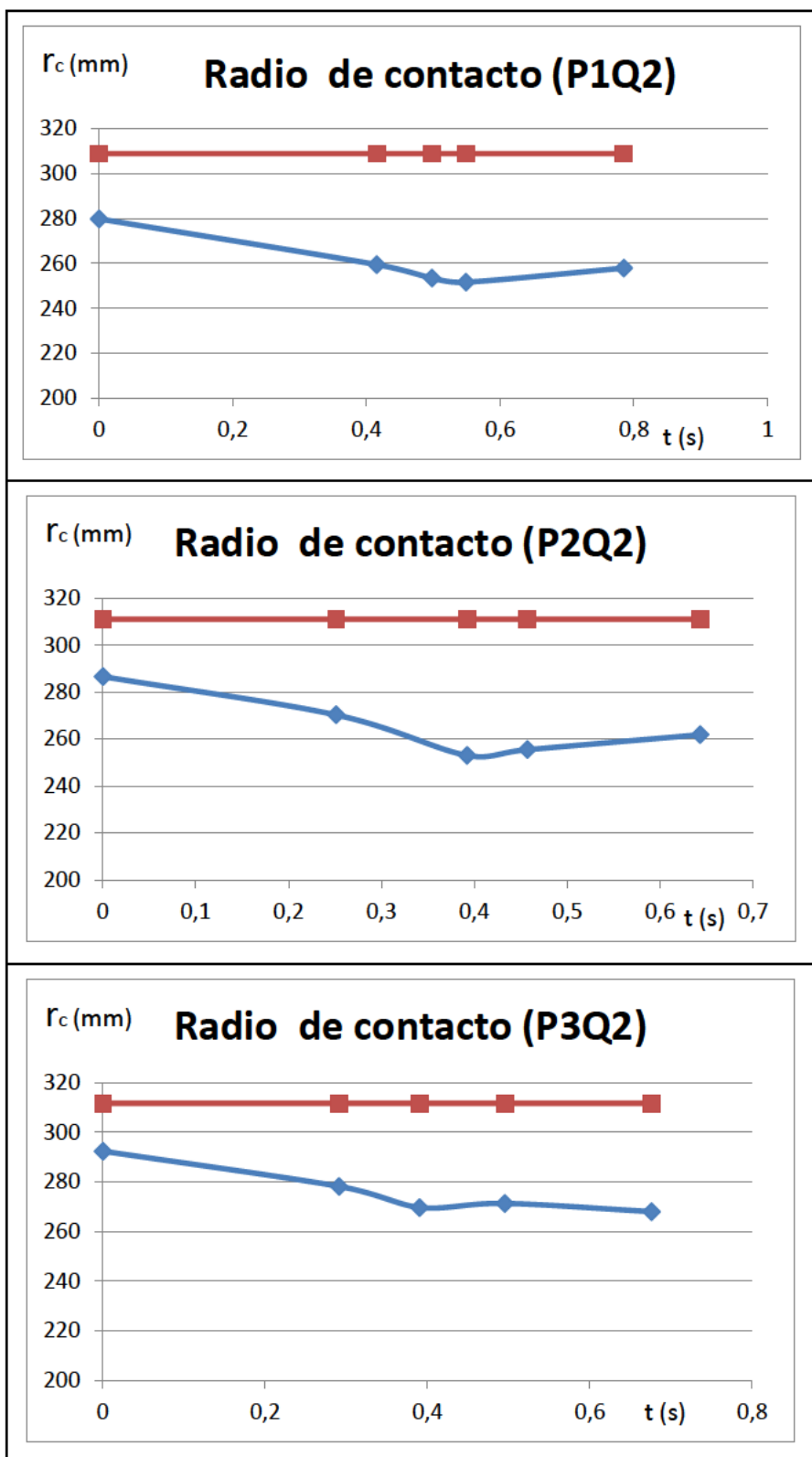


Figura 7-23: Radio de contacto estático (rojo) y dinámico (azul). Carga media

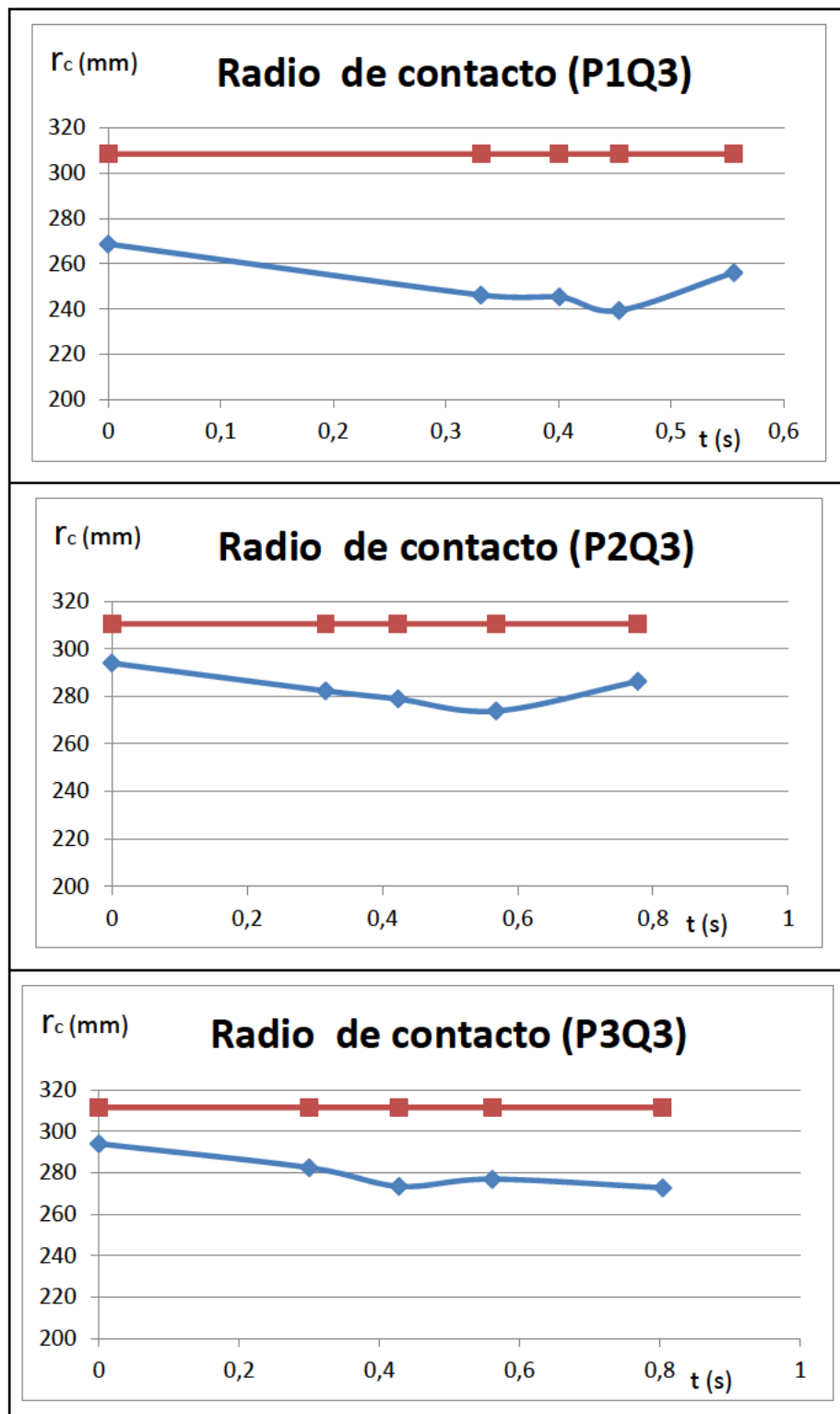


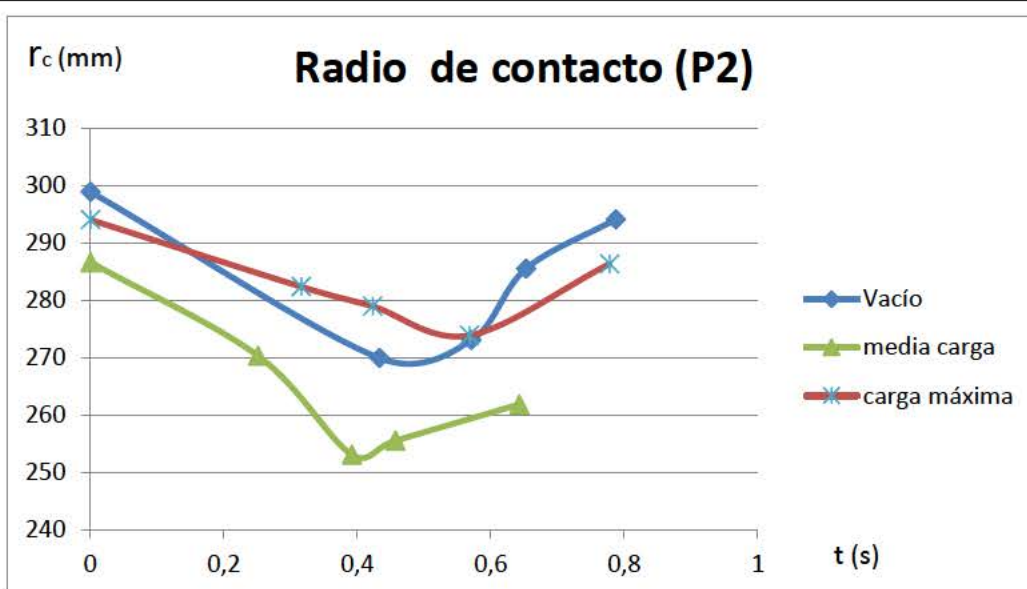
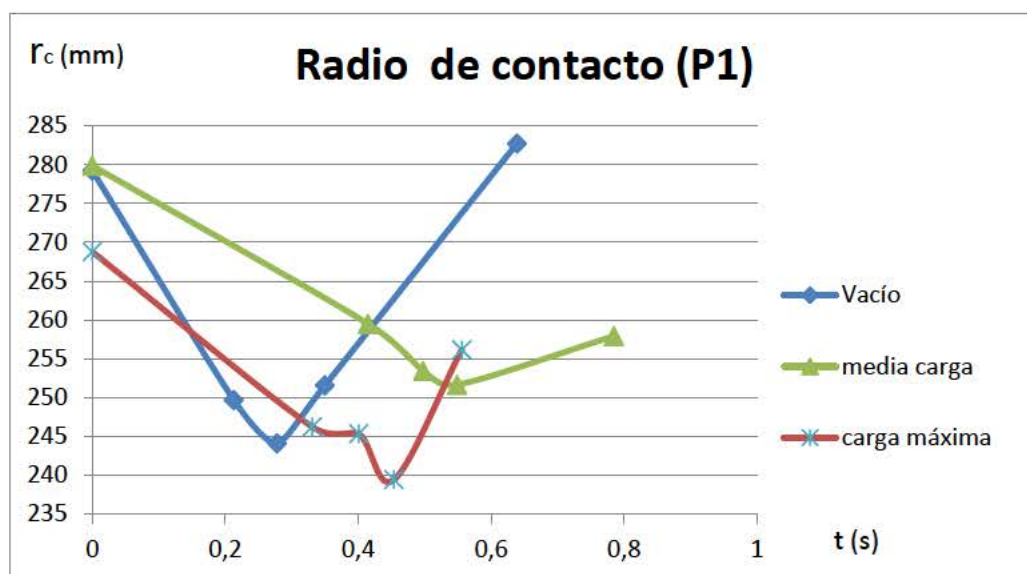
Figura 7-24: Radio de contacto estático (rojo) y dinámico (azul). Carga máxima

En todas la Figura 7-22, Figura 7-23 y Figura 7-24 se muestra en rojo el radio de contacto estático, este radio ha sido calculado para cada una de las condiciones de presión y carga, mediante la impresión de huellas del contacto, como se ha indicado en el apartado 7.2.1. En color azul está representado el radio de contacto dinámico, dicho radio se ha obtenido mediante imágenes de alta velocidad.

El procedimiento seguido para calcularlos ha sido, primeramente la selección de varios fotogramas a lo largo de la frenada, posteriormente en cada una de esas imágenes se identifica el punto de contacto y se mide directamente la distancia al centro de la rueda, siendo éste el radio dinámico de rodadura. Este radio depende del tiempo y como es conocido el fotograma al que pertenece cada imagen y que la grabación se realizó a 1000 fps, se puede calcular el tiempo transcurrido entre dos imágenes, así como conocer la evolución del radio en función del tiempo (Figura 7-22, Figura 7-23 y Figura 7-24).

En la Figura 7-22 se observa la comparación entre el radio estático y el dinámico, sólo con el peso del conductor y a diferentes presiones de 1, 2 y 3 bar. En la Figura 7-23, se ve la misma comparación pero a media carga y en la Figura 7-24 a plena carga.

En todas las gráficas, el radio dinámico se observa que primero disminuye y luego aumenta, en mayor o menor medida según la condición de presión y carga. Se puede comprobar en las imágenes que, a medida que se va realizando la frenada, el radio disminuye. Esto se debe a que la rueda ha comenzado a cabalgar sobre el rodillo trasero. Este hecho hace que el peso que estaba repartido entre los dos contacto, comience a desplazarse al rodillo trasero, ya que se pierde el contacto con el delantero, aumentando así el peso que gravita sobre el contacto y haciendo que el radio disminuya. Posteriormente aumenta debido a que se ha llegado a máxima adherencia y la rueda pasa a un contacto plano al salir del frenómetro.



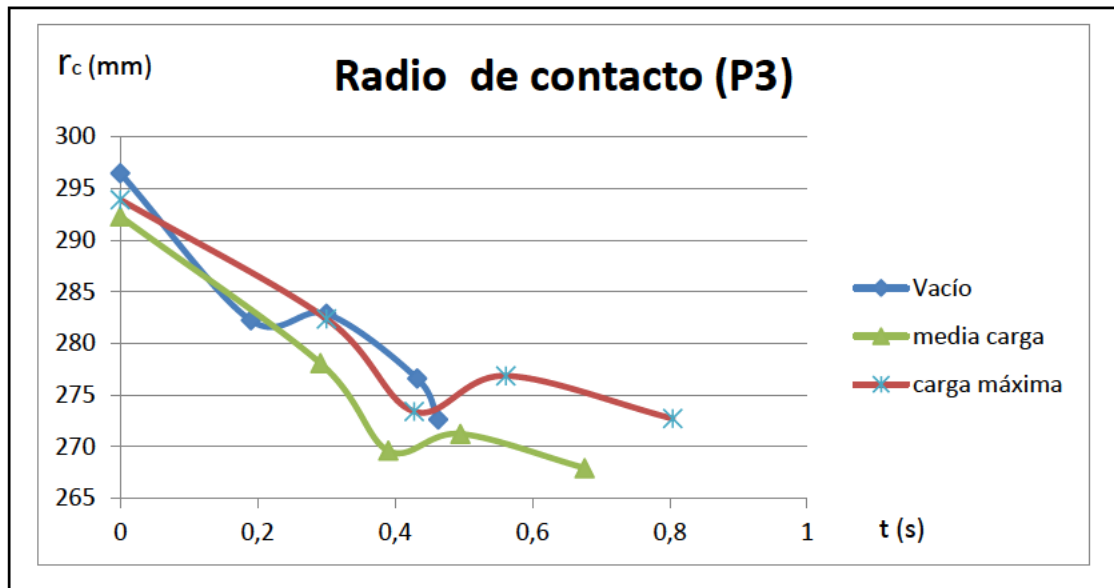


Figura 7-25: Radio de contacto dinámico en función de la presión de inflado.

Si de la Figura 7-25 se calcula la diferencia entre el radio dinámico máximo y mínimo, se obtiene la Figura 7-26. En ella se observa que la diferencia es de 38 mm para  $P=1$  bar, de 33 mm para  $P=2$  bar y de 24 mm para  $P=3$  bar. Se confirma que las máximas diferencias son para presiones bajas. Para la  $P2$  la diferencia aumenta primeramente y después disminuye para la máxima carga. En  $P3$  el comportamiento es el mismo pero con diferencias mucho menores. Para la presión de inflado inferior el comportamiento es contrario, el radio disminuye y luego aumenta a medida que crece el peso.



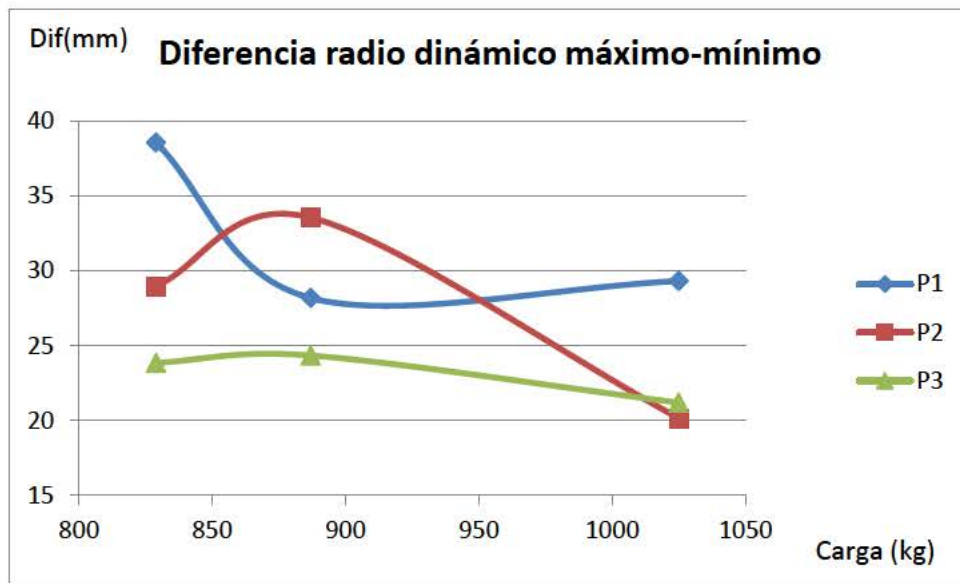


Figura 7-26: Diferencia entre el radio de contacto dinámico máximo y mínimo en función de carga y presión de inflado

### 7.2.3 Estudio de la trayectoria del centro de la rueda respecto del rodillo en el proceso de frenado

La relación entre la trayectoria y la variación de presión, para los diferentes estados de carga, quedan representadas en la Figura 7-27.

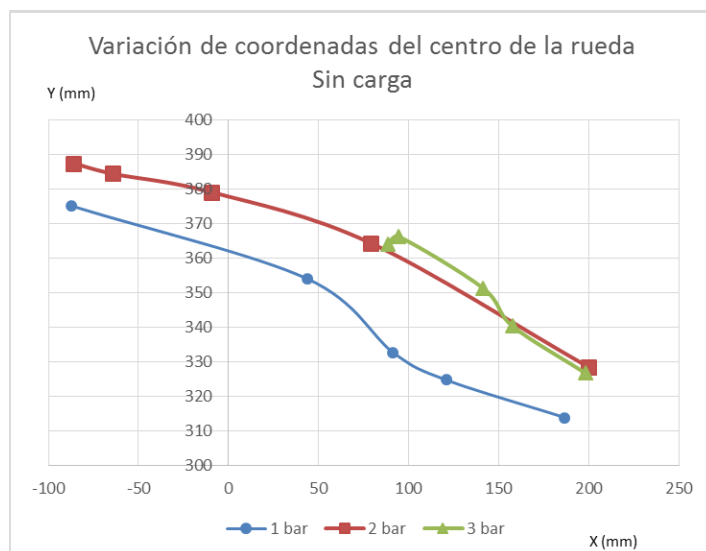
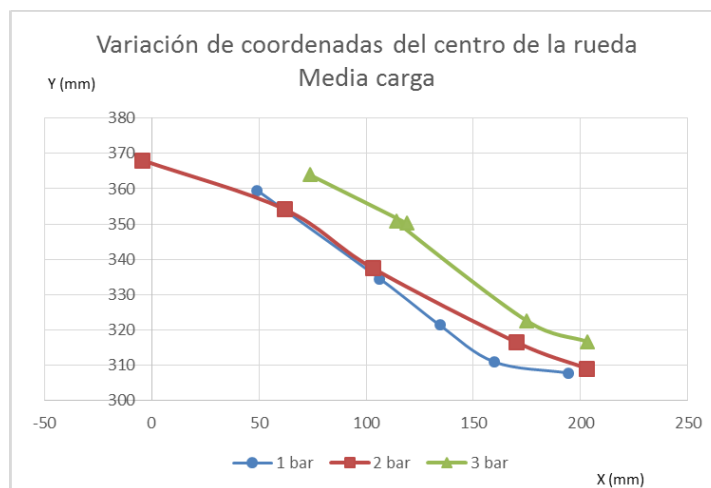
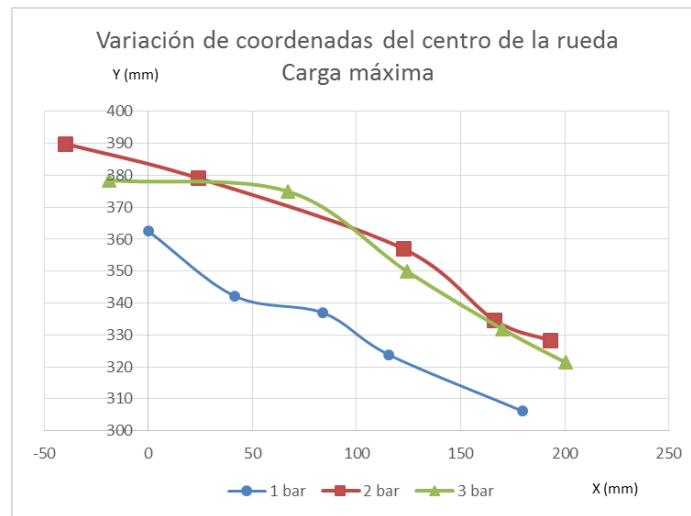


Figura 7-27: Variación de coordenadas del centro de la rueda, según carga

En cada una de las gráficas se representan en el eje horizontal el valor de la coordenada X del centro para ese instante y en el eje vertical la coordenada Y. Teniendo en cuenta el sistema de referencia seleccionado. (Figura 7-28).

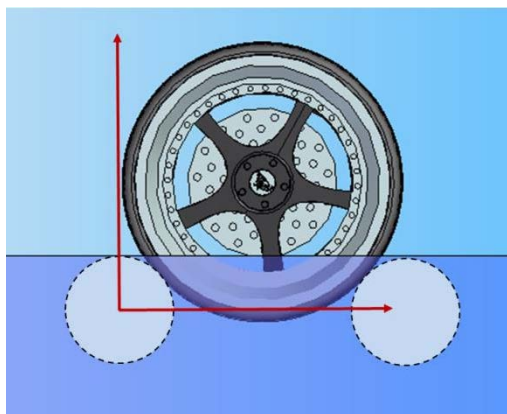


Figura 7-28: Sistema de referencia para determinar la trayectoria del centro de la rueda

La frenada comienza con valores de X elevados disminuyendo a medida que se frena ya que el centro de la rueda se acerca al eje de ordenadas. Al contrario ocurre con la coordenada Y del centro de la rueda, comienza en valores bajos y a medida que aumenta la frenada la rueda gira en torno al rodillo aumentado de dicha coordenada.

En la Figura 7-27, se observa que la dirección de trayectoria es similar para todos los casos. En los tres estados de carga, para el valor de menor presión, el centro de la rueda comienza su desplazamiento desde una posición inferior que en los casos de presiones superiores. La diferencia entre ambas posiciones es ligeramente superior para el caso de mínima presión y máxima carga, esta situación hace que la rueda quede más enclavada entre los dos rodillos del frenómetro cuya separación se mantiene constante para todos los ensayos. Cabe destacar que para la presión máxima el centro de la rueda comienza en una posición intermedia entre la mínima y media presión.

En la Figura 7-29, Figura 7-30 y Figura 7-31 se observa las trayectorias introduciendo como variable la temperatura. El neumático al calentarse se transforma en un material blando, consiguiendo mayor área de contacto y que la posición del centro de la rueda se vea modificado respecto da la condición de temperatura ambiente. Este hecho se ve mucho mejor para el caso de máxima carga, que para una temperatura media (50°C-70°C) el centro de la rueda se mantiene por debajo de la trayectoria a temperatura ambiente en todo el recorrido. Para el caso sin carga añadida (Figura 7-31), sino sólo el conductor se puede observar que el comportamiento es muy similar para dos temperaturas diferentes, en este caso la temperatura alta se encuentra por encima de 70°C.



Figura 7-29: Comparativa trayectorias variando la temperatura del neumático. Carga Máxima

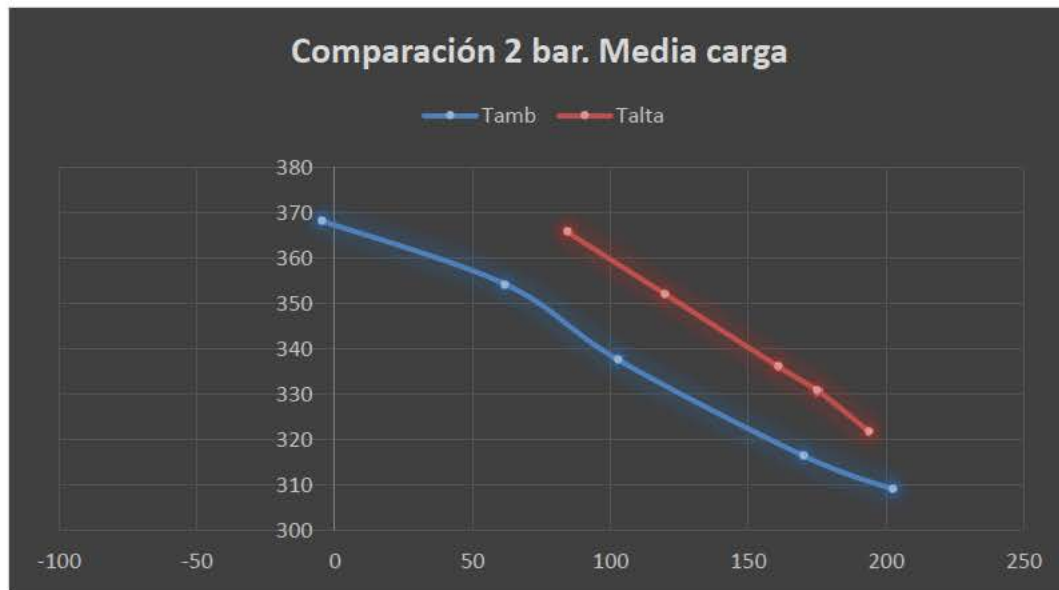


Figura 7-30: Comparativa trayectorias variando la temperatura del neumático. Media carga



Figura 7-31: Comparativa trayectorias variando la temperatura del neumático. Sin carga

Si representamos en el mismo gráfico las trayectorias para carga máxima y diferentes pesos y presiones, se puede comprobar (Figura 7-32), que el comportamiento para

una temperatura superior se puede equiparar al ensayo de una presión superior. Es decir, los casos T1P3 y T2P2 se superponen.

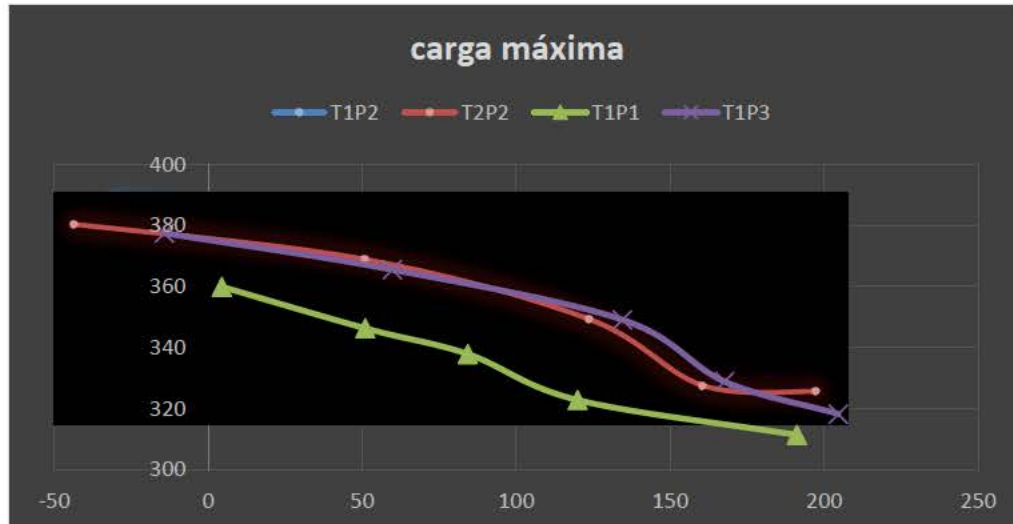


Figura 7-32: Comparativa trayectorias. Carga máxima, presión y temperatura variables

Todos los casos aquí mostrados corresponden a frenadas severas, que son aquellas donde el desplazamiento del centro de la rueda es más notable. Para el caso de frenadas progresivas, debido al diseño intrínseco del frenómetro no se aprecia el fenómeno de cabalgue del neumático sobre el rodillo.

En el caso de las frenadas mantenidas, el centro durante la frenada no varía hasta proceder a pisar el pedal a fondo con el fin de obtener la fuerza máxima.

#### 7.2.4 Cálculo del momento de inercia del conjunto rueda-rodillo respecto del centro del rodillo ( $I_Q$ )

Siguiendo el planteamiento que se realizó en el capítulo 4 y tratándose del caso en máxima adherencia, se puede afirmar que:

$$\frac{\partial \vec{L}_Q}{\partial t} = I_Q \cdot \frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t}$$

Por tanto, si se conocen los pares exteriores, se puede conocer el valor de momento de inercia del conjunto rueda-rodillo respecto del centro del rodillo ( $I_Q$ ) del siguiente modo:

$$\frac{\partial \vec{L}_Q}{\partial t} = \sum \vec{N}_{ext} = I_Q \cdot \frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t}$$

$$I_Q = \frac{\sum \vec{N}_{ext}}{\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t}}$$

quedando la expresión como sigue,

$$I_Q = \frac{N_T - [m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta + (F_f + R_r) \cdot r_r]}{\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t}}$$

$$I_Q = \frac{N_T - [m \cdot g \cdot (r_r + r_c) \cdot \text{sen}\beta + F_f \cdot \frac{r_r}{2}]}{\frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t}}$$

Para determinar el valor de  $I_Q$  se debe conocer la ecuación de la trayectoria del centro de la rueda en función del tiempo. En este capítulo, se ha mostrado que dicha información puede obtenerse mediante la utilización de una cámara de alta velocidad.







### 8. Conclusiones

Se ha modelizado el contacto de un neumático frente a dos rodillos de radio inferior.

Se han contrastado los resultados obtenidos con ensayos experimentales.

Como consecuencia de lo anterior:

- Se demuestra, mediante cámara de alta velocidad, que la fuerza máxima de frenado se realiza sobre el rodillo trasero del frenómetro.
- Existe un radio dinámico efectivo inferior al radio de rodadura. Como consecuencia de esto, los resultados que muestra el frenómetro deben ser corregidos dado que al ser este radio inferior al supuesto inicialmente, el frenómetro mide la fuerza de frenado de manera “minorada”.

Se demuestra la variabilidad oscilante del punto  $x_j$  que define la frontera entre el área de adherencia y la de deslizamiento. Este punto se obtiene en función de parámetros del propio neumático, y se analiza su variación durante la frenada.

Se propone una metodología de medición digitalizada del contacto con los rodillos, demostrando que el área total es inferior al área resultante cuando el área se realiza en plano. Para ello, se ha desarrollado en esta tesis doctoral un software específico denominado *CONTAPIX*. Tras el estudio de las áreas de contacto, se concluye que la carcasa soporta entre el 11% y el 15% más de la carga vertical que la que soporta cuando el contacto es sobre un plano. Este hecho puede producir el calentamiento del neumático durante la prueba en frenómetro.

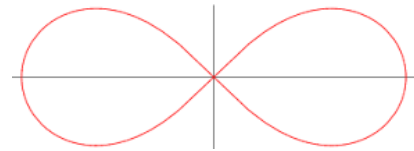
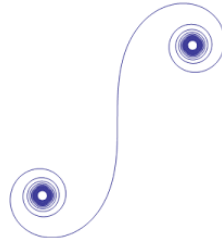
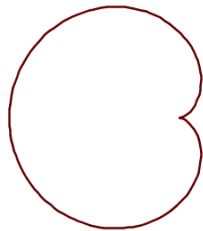
Se ha propuesto una metodología de ensayos que permite conocer la fuerza de frenado para diferentes tipos de frenadas realizadas en un neumático sometido a diferentes estados de carga vertical, presión y la temperatura.

## 9. Desarrollos futuros

Como líneas de investigación futuras se proponen:

- Aplicabilidad del modelo propuesto en el ámbito de los dispositivos ABS y ASR, es decir, emplear la variabilidad de  $x_j$  dentro de los algoritmos que determinan el funcionamiento de los dispositivos anteriormente mencionados.
- Desarrollo de una metodología experimental que permita averiguar la variabilidad de  $x_j$  en función de la temperatura del neumático. Para ello, a su vez, se deberá estudiar cómo afecta al contacto neumático-rodillo la variación de la temperatura.
- Investigar sobre la energía calorífica desarrollada por el frenómetro durante el proceso de frenada y su relación con la propia fuerza de frenada.

- Diseño de un sistema electrónico y autónomo de reconocimiento de imágenes que mediante su programación permita conocer de manera más eficaz la trayectoria del centro de la rueda. Esto facilitaría el tratamiento de imágenes pudiendo hacer un estudio más exhaustivo de cada una de las frenadas.
- Determinar la fuerza de frenado en llanta de manera experimental empleando una llanta dinamométrica.
- Dado que el centro de la rueda describe una curva que va disminuyendo de radio gradualmente y, dado que esto se produce durante un proceso de deceleración, podría ampliarse esta tesis doctoral suponiendo que dicha trayectoria responde a una curva “de acuerdo” (cardioides, clotoide o lemniscata de Bernoulli)



---

# Índice general

---

Agradecimientos .....	I
Resumen.....	V
Abstract .....	VII
1. Introducción.....	1-1
1.1 Frenómetro de rodillos.....	1-8
1.2 Aspectos tribológicos del contacto neumático rodillo.....	1-18
1.3 Modelos matemáticos de contacto.....	1-30
1.4 Antecedentes sobre la determinación de la fuerza de frenada de un vehículo empleando un frenómetro .....	1-36
2. Objetivos .....	2-1
3. Fases y metodología .....	3-1
3.1 Estructura de documento.....	3-5
4. Modelo propuesto .....	4-1
4.1 Introducción .....	4-1
4.2 Consideraciones sobre el modelo de Dugoff .....	4-6
4.3 Modelo de contacto propuesto para un frenómetro .....	4-15

4.3.1	Ecuación de la dinámica en régimen permanente.....	4-18
4.3.2	Ecuación de la dinámica para una frenada de máxima adherencia .	4-28
4.4	Fuerza proporcionada por el sistema de frenos de un vehículo.....	4-37
5.	Contacto neumático-cilindro de menor radio .....	5-1
5.1.1	Contacto sobre superficie plana .....	5-9
5.1.2	Contacto sobre rodillos .....	5-13
5.1.3	Comparación de las huellas sobre superficie plana y sobre rodillos	5-17
5.1.4	Rigideces radiales neumática y estructural .....	5-28
6.	Ensayos y análisis de resultados .....	6-1
6.1	Introducción .....	6-1
6.2	Equipamiento .....	6-2
6.3	Diseño y metodología de ensayos.....	6-10
6.3.1	Consideraciones relativas a la frenada realizada en frenómetro. ....	6-13
6.3.2	Determinación experimental de la fuerza de frenada en frenómetro .	6-15
6.3.3	Definición de condiciones variables.....	6-30
6.3.4	Parámetros de Ensayos .....	6-37
6.3.5	Tiempos de frenado .....	6-46
6.4	Análisis de resultados experimentales .....	6-50
6.4.1	Resultados del estudio de las fuerzas de frenado en las diferentes condiciones .....	6-50
6.4.2	Resultados sobre los tiempos de retardo .....	6-66
6.5	Dificultades.....	6-80
7.	Modelo de frenado sobre rodillos .....	7-1

7.1	Umbral de deslizamiento .....	7-1
7.1.1	Régimen progresivo .....	7-2
7.1.2	Máxima adherencia.....	7-10
7.2	Información registrada con cámara de alta velocidad.....	7-16
7.2.1	Determinación teórico-experimental del radio dinámico de rodadura	7-25
7.2.2	Resultados experimentales sobre el radio dinámico de rodadura ...	7-28
7.2.3	Estudio de la trayectoria del centro de la rueda respecto del rodillo en el proceso de frenado .....	7-35
7.2.4	Cálculo del momento de inercia del conjunto rueda-rodillo respecto del centro del rodillo ( <b><i>IQ</i></b> ).....	7-40
8.	Conclusiones .....	8-1
9.	Desarrollos futuros .....	9-1
	Índice general.....	I
	Índice de figuras .....	II
	Índice de tablas .....	X
	Bibliografía .....	XIV





---

# Índice de figuras

---

Figura 1-1: Etapas en la vida útil de un vehículo .....	1-3
Figura 1-2: Defectos graves según sistema inspeccionado .....	1-7
Figura 1-3: Frenómetro de rodillos.....	1-9
Figura 1-4: Elementos del frenómetro .....	1-10
Figura 1-5: Esquema de los componentes esenciales de un frenómetro y su funcionamiento .....	1-11
Figura 1-6: Diferentes materiales de rodillos en frenómetros.....	1-19
Figura 1-7: Fricción neumático-carretera.....	1-20
Figura 1-8: Fenómenos de fricción en goma. Adhesión, deformación y desgaste .....	1-21
Figura 1-9: Variación del área de contacto con la carga vertical .....	1-21
Figura 1-10: Área de contacto en frenado .....	1-23
Figura 1-11: Variación de deslizamiento detrás de la huella de contacto para neumáticos (frenado A y tracción B).....	1-24
Figura 1-12: Superficie estática idealizada .....	1-25
Figura 1-13: Perfil de una superficie con microasperezas.....	1-25

Figura 1-14: Generación de presiones hidrodinámicas en las asperezas en un piso mojado.....	1-26
Figura 1-15: Esquema de la huella en el modelo de Dugoff.....	1-33
Figura 1-16: Esquema de esfuerzos sobre el neumático.....	1-34
Figura 1-17: Deformada de un punto en el modelo de Dugoff.....	1-34
Figura 1-18: Detalle de la deformada de un punto en modelo de Dugoff.....	1-34
Figura 3-1: Diagrama de flujo de fases de la tesis doctoral.....	3-3
Figura 3-2: Cronograma del periodo predoctoral .....	3-4
Figura 4-1: Neumático sometido a esfuerzo normal y longitudinal (frenado).....	4-3
Figura 4-2: Coeficiente de adherencia-deslizamiento longitudinal (frenado) .....	4-4
Figura 4-3: Esquema tracción-compresión en el contacto.....	4-7
Figura 4-4: Banda de rodadura sometida a tracción/compresión .....	4-9
Figura 4-5: Condición adherencia-deslizamiento para el punto P .....	4-10
Figura 4-6: Zona de adherencia-deslizamiento para un punto M.....	4-11
Figura 4-7: Diferentes radios en frenómetro .....	4-13
Figura 4-8: Esquema de un neumático en un frenómetro. Frenada en régimen estacionario .....	4-18
Figura 4-9: Distribución simétrica del peso .....	4-21
Figura 4-10: Evolución del punto $x_j$ en función del tiempo en frenada progresiva ....	4-27
Figura 4-11: Esquema de un neumático en un frenómetro. Frenada en régimen máxima adherencia .....	4-29
Figura 4-12: Esquema de fuerzas y momentos en un frenómetro .....	4-30
Figura 4-13: La rueda neumática, inicialmente, impulsada por los rodillos del frenómetro .....	4-31

Figura 4-14: Velocidades angulares durante la frenada en el frenómetro .....	4-32
Figura 4-15: Freno de disco .....	4-38
Figura 4-16: Pastilla de freno de disco .....	4-38
Figura 5-1: Huellas de contacto neumático-superficie (superficie plana frente a rodillos) .....	5-3
Figura 5-2: Tipos básicos de dibujos en bandas de rodamiento .....	5-6
Figura 5-3: Distribución de la tensión normal en el área de contacto .....	5-7
Figura 5-4: Huellas de contacto neumático-superficie plana para diferentes presiones (media carga).....	5-9
Figura 5-5: Huellas de contacto neumático-superficie plana para diferentes cargas (P=2bar) .....	5-9
Figura 5-6: Variación de la pendiente de las dimensiones de la huella para diferentes estados de carga.....	5-11
Figura 5-7: Variación de la pendiente del área de la huella para los diferentes estados de carga .....	5-12
Figura 5-8: Huellas de contacto neumático-rodillos para diferentes presiones (media carga). Delantero y trasero, respectivamente .....	5-13
Figura 5-9: Variación de la pendiente de la longitud de las huellas sobre rodillos para diferentes estados de carga .....	5-15
Figura 5-10: Variación de la pendiente del ancho de las huellas sobre rodillos para diferentes estados de carga .....	5-16
Figura 5-11: Variación de la pendiente del área de las huellas sobre rodillos para los diferentes estados de carga .....	5-17
Figura 5-12: Comparación magnitud "I" (eje longitudinal) plana-rodillos .....	5-18
Figura 5-13: Representación de escala de grises de 0 a 73.....	5-21
Figura 5-14: Representación de escala de grises de 0 a 231.....	5-22

Figura 5-15: Relación entre contacto plano y de rodillo en función de la carga .....	5-26
Figura 6-1: Esquema de las conexiones realizadas en el módulo PXI 6230 .....	6-7
Figura 6-2: Relación de marcas en rodillo de arrastre y rodillo palpador .....	6-9
Figura 6-3: Protocolo de ensayos a temperatura ambiente .....	6-11
Figura 6-4: Protocolo de ensayos con variación de temperatura .....	6-12
Figura 6-5: Evolución de la temperatura del disco de frenos tras frenadas en frenómetro .....	6-13
Figura 6-6: Serie de imágenes de frenado.....	6-14
Figura 6-7: El neumático galopa sobre el rodillo trasero .....	6-14
Figura 6-8: Variación de coeficiente de esfuerzo de frenado con el deslizamiento longitudinal.....	6-17
Figura 6-9: Evolución de fuerzas en un frenómetro.....	6-18
Figura 6-10: Fuerza de frenada en frenada progresiva .....	6-20
Figura 6-11: Fuerza ejercida en el pedal en frenada progresiva .....	6-20
Figura 6-12: Fuerza de frenado progresiva (0,77 segundos).....	6-21
Figura 6-13: Fuerza de frenada en frenada mantenida.....	6-22
Figura 6-14: Fuerza ejercida en el pedal en frenada mantenida .....	6-23
Figura 6-15: Fuerza de frenada en frenómetro. Frenada mantenida (4,5 segundos)	6-24
Figura 6-16: Fuerza de frenada en frenada de emergencia .....	6-25
Figura 6-17: Fuerza ejercida en el pedal en frenada de emergencia .....	6-25
Figura 6-18: Fuerza de frenada en frenada de emergencia (0,19 segundos) .....	6-26
Figura 6-19: Expresiones de fuerza de frenada en función del tiempo para diferentes tipos de frenada.....	6-27

Figura 6-20: Comparativa de fuerza de frenada en función del tiempo para diferentes tipos de frenada.....	6-28
Figura 6-21: Fuerza de frenada obtenida según tipo de frenada.....	6-29
Figura 6-22: Fuerza en el pedal obtenida según tipo de frenada .....	6-29
Figura 6-23: Ajuste de presión.....	6-31
Figura 6-24: Calentamiento del neumático.....	6-32
Figura 6-25: Representación de la disminución de temperatura en función del tiempo	6-33
Figura 6-26: Carga del vehículo. ....	6-35
Figura 6-27: Placa de características del motor eléctrico del frenómetro.....	6-39
Figura 6-28: Radios del neumático .....	6-43
Figura 6-29: Evolución en el tiempo de la fuerza de frenado y la fuerza de pedal. Frenada progresiva .....	6-46
Figura 6-30: Evolución en el tiempo de la fuerza de frenado y la fuerza de pedal. Frenada severa .....	6-48
Figura 6-31: Comparación de fuerza de frenado máxima de frenada severa y frenada progresiva.....	6-49
Figura 6-32: Fuerza de frenado vs carga (frenada progresiva) .....	6-50
Figura 6-33: Fuerza de frenado vs presión de inflado (frenada progresiva) .....	6-51
Figura 6-34: Fuerza de frenado vs carga (frenada severa) .....	6-52
Figura 6-35: Fuerza de frenado vs presión de inflado (frenada severa) .....	6-52
Figura 6-36: Fuerza de frenado vs carga (frenada mantenida) .....	6-55
Figura 6-37: Fuerza de frenado vs presión de inflado (frenada mantenida) .....	6-55
Figura 6-38: Fuerza en el pedal de freno vs carga (frenada mantenida) .....	6-56
Figura 6-39: Fuerza en el pedal de freno vs presión de inflado (frenada mantenida)	6-57

Figura 6-40: Resumen fuerza de frenada frente a la carga vertical. Azul (1bar) Rojo (2 bar) Verde (3 bar) .....	6-58
Figura 6-41: Resumen fuerza de frenada frente a la presión. Azul (carga máxima) Rojo (media carga) Verde (vacío) .....	6-59
Figura 6-42: Comparativa de fuerza de frenada y fuerza aplicada en el pedal de freno (F. progresiva).....	6-60
Figura 6-43: Comparativa de fuerza de frenada y fuerza aplicada en el pedal de freno (F. severa) .....	6-61
Figura 6-44: Evolución de la temperatura del disco de frenos tras frenadas en frenómetro .....	6-63
Figura 6-45: Fuerza de frenada vs carga. Comparación en función de la temperatura de la banda de rodadura. (Frenada progresiva).....	6-64
Figura 6-46: Fuerza de frenada vs carga. Comparación en función de la temperatura de la banda de rodadura. (Frenada severa) .....	6-65
Figura 6-47: Tiempo de retardo vs Presión inflado (Frenada progresiva) .....	6-67
Figura 6-48: Tiempo de frenada vs Presión inflado (Frenada progresiva) .....	6-68
Figura 6-49: Tiempo de retardo vs carga vertical (Frenada progresiva) .....	6-69
Figura 6-50: Tiempo de frenada vs carga vertical (Frenada progresiva).....	6-70
Figura 6-51: Comparación de tiempos de retardo y tiempos de frenada (Frenada progresiva).....	6-71
Figura 6-52: Tiempo de retardo vs Presión inflado (Frenada severa).....	6-74
Figura 6-53: Tiempo de frenada vs Presión inflado (Frenada severa) .....	6-74
Figura 6-54: Tiempo de retardo vs carga vertical (Frenada severa) .....	6-75
Figura 6-55: Tiempo de frenada vs carga vertical (Frenada severa) .....	6-76
Figura 6-56: Comparación de tiempos de retardo y tiempos de frenada (Frenada severa) .....	6-77

Figura 6-57: Comparación de tiempos en función de presión y carga.....	6-79
Figura 7-1: Esquema y fotograma del contacto de neumático-rodillos en una frenada progresiva .....	7-2
Figura 7-2: Fuerza de frenado en función del tiempo. Ensayo completo de frenada progresiva .....	7-4
Figura 7-3: Evolución del deslizamiento en el tiempo, producido en la huella durante la frenada.....	7-6
Figura 7-4: Coeficiente de adherencia-deslizamiento longitudinal (frenado) .....	7-7
Figura 7-5: Evolución de la velocidad angular de la rueda durante la frenada. (F. progresiva).....	7-9
Figura 7-6: Dimensiones de la huella del rodillo trasero (P3Q3) .....	7-10
Figura 7-7: Esquema y fotograma del contacto de neumático-rodillos en una frenada severa .....	7-11
Figura 7-8: Variación del reparto de pesos en frenada de máxima adherencia .....	7-12
Figura 7-9: Evolución de la fuerza de frenado en frenada severa.....	7-13
Figura 7-10: Velocidad angular del neumático durante el proceso de frenada (F. severa) .....	7-14
Figura 7-11: Evolución del deslizamiento en el tiempo, producido en la huella durante la frenada (F. severa).....	7-14
Figura 7-12: Evolución del ángulo $\beta$ en el tiempo durante la frenada.....	7-15
Figura 7-13: Fotograma de frenada sin control de la profundidad .....	7-17
Figura 7-14: Diseño de ensayos para obtener magnitudes reales .....	7-18
Figura 7-15: Esquema de elementos filmados .....	7-19
Figura 7-16: Fotograma de frenada con control de profundidad .....	7-20
Figura 7-17: Diferentes vistas. (cónica e isométrica) .....	7-22

Figura 7-18: Comparación perspectiva cónica e isométrica .....	7-23
Figura 7-19: Trayectorias del centro de la rueda para carga máxima (cónico e isométrico) .....	7-24
Figura 7-20: Esquema para el cálculo del radio de contacto estático.....	7-25
Figura 7-21: Figuras para el cálculo del radio de contacto estático.....	7-26
Figura 7-22: Radio de contacto estático (rojo) y dinámico (azul). En vacío .....	7-29
Figura 7-23: Radio de contacto estático (rojo) y dinámico (azul). Carga media .....	7-30
Figura 7-24: Radio de contacto estático (rojo) y dinámico (azul). Carga máxima .....	7-31
Figura 7-25: Radio de contacto dinámico en función de la presión de inflado. ....	7-34
Figura 7-26: Diferencia entre el radio de contacto dinámico máximo y mínimo en función de carga y presión de inflado .....	7-35
Figura 7-27: Variación de coordenadas del centro de la rueda, según carga .....	7-36
Figura 7-28: Sistema de referencia para determinar la trayectoria del centro de la rueda .....	7-37
Figura 7-29: Comparativa trayectorias variando la temperatura del neumático. Carga Máxima .....	7-38
Figura 7-30: Comparativa trayectorias variando la temperatura del neumático. Media carga .....	7-39
Figura 7-31: Comparativa trayectorias variando la temperatura del neumático. Sin carga .....	7-39
Figura 7-32: Comparativa trayectorias. Carga máxima, presión y temperatura variables .....	7-40



---

# Índice de tablas

---

Tabla 1-1: Balance de componentes de incertidumbre .....	1-14
Tabla 1-2: Diámetros según tipo de frenómetro.....	1-15
Tabla 1-3: Clasificación de los pavimentos atendiendo a su macrotextura y microtextura superficial .....	1-27
Tabla 1-4: Recomendaciones francesas sobre macrotextura .....	1-27
Tabla 1-5: Características de la rugosidad superficial de los pavimentos.....	1-29
Tabla 4-1: Relación de reparto según distancia entre rodillos.....	4-22
Tabla 4-2 : Ecuaciones del punto de comienzo de deslizamiento para dos estados de frenada.....	4-37
Tabla 5-1: Dimensiones de la huella y áreas de contacto neumático-superficie plana para diferentes presiones y cargas .....	5-10
Tabla 5-2: Tendencia de dimensiones y áreas en función de la presión para los tres estados de carga (plano) .....	5-11
Tabla 5-3: Dimensiones de la huella y áreas de contacto neumático-rodillos para diferentes presiones y cargas .....	5-14
Tabla 5-4: Tendencia de dimensiones y áreas en función de la presión para los tres estados de carga (rodillos).....	5-15
Tabla 5-5: Pendiente máxima del área de contacto. (Rodillos y Plano).....	5-19
Tabla 5-6: Comparativa de contacto rodillos-plano (estimada) según la presión de inflado .....	5-23

Tabla 5-7: Comparativa de contacto rodillos- plano (real).....	5-24
Tabla 5-8: Relación entre contacto rodillos-plano para diferentes estados de carga	5-25
Tabla 5-9: Pendiente máxima del área de contacto real. (Rodillos y Plano).....	5-27
Tabla 5-10: Contribución de la carcasa para soportar la carga vertical en contacto plano .....	5-29
Tabla 5-11: Contribución de la carcasa para soportar la carga vertical en contacto sobre rodillos .....	5-30
Tabla 5-12: Áreas de contacto para diferentes estados de carga y presión de inflado ..	5-31
Tabla 6-1: Resumen de equipamiento empleado .....	6-6
Tabla 6-2: Variables obtenidas mediante NI PXI 6230 .....	6-7
Tabla 6-3: Frecuencias de muestreo .....	6-10
Tabla 6-4: Fuerza aplicada en el pedal de freno según tipo de frenada .....	6-16
Tabla 6-5: Condiciones de presión de inflado .....	6-30
Tabla 6-6: Enfriamiento de la banda de rodadura en función del tiempo.....	6-33
Tabla 6-7: Condiciones de temperatura de la banda de rodadura .....	6-34
Tabla 6-8: Condiciones de carga del vehículo .....	6-36
Tabla 6-9: Condiciones de fuerza aplicada en el pedal de freno.....	6-37
Tabla 6-10: Ecuaciones de fuerza de frenada para cada estado de frenada .....	6-37
Tabla 6-11: Variables que intervienen en los ensayos .....	6-38
Tabla 6-12: Resumen de valores calculados y estimados .....	6-41
Tabla 6-13: Resumen de parámetros medidos .....	6-42
Tabla 6-14: Resumen de parámetros calculados .....	6-45

Tabla 6-15: Correlación entre fuerza de pedal y fuerza de frenado a 3 bar y máxima carga .....	6-47
Tabla 6-16: Aumento porcentual de la fuerza máxima de frenada .....	6-53
Tabla 6-17: Aumento porcentual de la fuerza en pedal para fuerza máxima de frenada .....	6-53
Tabla 6-18: Fuerza media aplicada en el pedal y fuerza media de máxima de frenada en función de presión y carga .....	6-54
Tabla 6-19: Tiempos y fuerzas registradas en frenadas progresivas .....	6-66
Tabla 6-20: Tiempos de retardo frente a tiempo de frenada (Frenadas progresivas)	6-67
Tabla 6-21: Tiempos y fuerzas registradas en frenadas severas.....	6-73
Tabla 6-22: Tiempos de retardo frente a tiempo de frenada (Frenadas severas) .....	6-73



---

## Bibliografía

---

- [1] DGT, «Plan de investigación y movilidad DGT 2015».
- [2] J.L. San Román García, A. Gauchía Babé, y V. Díaz López, «Contribución de la Inspección Técnica de Vehículos (ITV) a la seguridad vial 2012», 2012.
- [3] «Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos». 23-dic-1998.
- [4] «UNE-EN ISO/IEC 17020:2012 Evaluación de la conformidad. Requisitos para el funcionamiento de diferentes tipos de organismos que realizan la inspección. (ISO/IEC 17020:2012).» 06-jun-2012.
- [5] Ministerio de Industria, Energía y Turismo, «Manual de procedimiento de inspección de las estaciones ITV». feb-2015.
- [6] *Contribución de la Inspección Técnica de Vehículos (ITV) a la Seguridad Vial*. 2007.
- [7] «Autofácil», *LUIKE*, 18-nov-2008.
- [8] Real Automóvil Club de España y ATISAE, «El 33% de los rechazos en las ITV son por defectos básicos de seguridad en frenos, ruedas o suspensiones». [En línea]. Disponible en: <http://www.europapress.es/motor/noticia-economia-motor-33-rechazos-itv-son-defectos-basicos-seguridad-frenos-ruedas-suspensiones-20081113113818.html>. [Accedido: 14-jul-2015].

- [9] Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles, «Contribución de la Inspección Técnica de Vehículos (ITV) a la Seguridad Vial». 2007.
- [10] «Directiva 2014/45/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 3 de abril de 2014, relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE.» .
- [11] AENOR, «UNE 82502:2007. Instrumentos destinados a medir las fuerzas de frenada de vehículos a motor: Frenómetros de rodillo.» 03-ene-2007.
- [12] Moore, F, «An elastohydrodynamic theory of tire skidding», presentado en XII CONGRES INTERNATIONAL DES TECHNIQUES DE L'AUTOMOBILE, Barcelona, 1968, vol. 2-02, p. 25.
- [13] H. W. Kummer, «Unified theory of rubber and tire friction», 1966.
- [14] E17 Committee, «Terminology Relating to Vehicle-Pavement Systems», ASTM International, 2012.
- [15] Garcia-Pozuelo D., «Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad», Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de Ingeniería Mecánica, 2008.
- [16] E. Bakker, H. B. Pacejka, y L. Lidner, «A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 890087, abr. 1989.
- [17] E. Tönük y Y. Ünlüsoy, «Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis», p. 14, 2001.
- [18] W. Hall, J. T. Mottram, y R. P. Jones, «Finite element simulation of a rolling automobile tyre to understand its transient macroscopic behaviour», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, vol. 218, n.º 12, pp. 1393-1408, ene. 2004.
- [19] E. O. Bolarinwa y O. A. Olatunbosun, «Finite element simulation of the tyre burst test», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Automob. Eng.*, vol. 218, n.º 11, pp. 1251-1258, nov. 2004.

- [20] T. Shim y D. Margolis, «An analytical tyre model for vehicle simulation in normal driving conditions», *Int. J. Veh. Des.*, vol. 35, n.º 3, pp. 224-240, ene. 2004.
- [21] N. Miyashita y K. Kabe, «A New Analytical Tire Model for Cornering Simulation. Part II: Cornering Force and Self-aligning Torque», *Tire Sci. Technol.*, vol. 34, n.º 2, pp. 100-118, jun. 2006.
- [22] H. Dugoff, P. S. Fancher, y L. Segel, «An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 700377, feb. 1970.
- [23] H. B. PACEJKA y R. S. SHARP, «Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions: A Review of Modelling Aspects», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 20, n.º 3-4, pp. 121-175, ene. 1991.
- [24] E. Fiala, «seitenkräfte am rollenden luftreifen», vol. 96, n.º 29, 1954.
- [25] C. C. de Witf y P. Tsiotrasн, «Dynamic tire friction models for vehicle traction control», 1999.
- [26] E. Bakker, L. Nyborg, y H. B. Pacejka, «Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 870421, feb. 1987.
- [27] H. B. Pacejka y E. Bakker, «The Magic Formula Tyre Model», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 21, n.º sup001, pp. 1-18, 1992.
- [28] G. Gim y P. E. Nikravesн, «An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. Part 1: Pure slips», *Int. J. Veh. Des.*, vol. 11, n.º 6, pp. 589-618, ene. 1990.
- [29] G. Gim, «An analytical model of pneumatic tyres for vehicle dynamic simulations. Part 2: Comprehensive slips», *Int. J. Veh. Des.*, vol. 12, n.º 1, pp. 19-39, ene. 1991.
- [30] G. Gim, Y. Choi, y S. Kim, «A semiphsical tyre model for vehicle dynamics analysis of handling and braking», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 43, n.º sup1, pp. 267-280, ene. 2005.
- [31] S. K. Clark, *Rolling Resistance Forces in Pneumatic Tires*. U.S. Department of Transportation, Office of University Research, 1976.

- [32] Mohamed I. Salem, Victor H. Mucino, y Mridul Gautam, «Speed dependent rolling resistance evaluation of a twin roller chassis dynamometer for heavy-duty vehicles», *Journal International Journal of Computer Applications in Technology*, vol. 12, n.º 6, pp. 349-357, jul-1999.
- [33] Senabre, C., «Estudio y modelización del comportamiento en frenada de vehículos sobre banco de rodillos de ITV», Miguel Hernández, Elche, 2001.
- [34] Senabre, C, Velasco, E, y Valero, S., «Comparative Analysis of Brake Data of Vehicles on Two Different Ministry of Transport Brake Roller Testers», 2011.
- [35] C. Senabre, E. Velasco, y S. Valero, «Análisis de la influencia de la presión de los neumáticos y el peso en las medidas de frenada de un vehículo sobre banco de rodillos de ITV en comparación con las medidas sobre suelo plano», 2010, vol. 2, pp. 109-116.
- [36] C. Senabre, E. Velasco, y S. Valero, «Análisis de datos de frenada de un vehículo sobre banco de rodillos de ITV y suelo plano variando el peso en el eje delantero y la presión de los neumáticos», en *XVIII Congreso nacional de ingeniería mecánica*, 2010.
- [37] Rubio, H., Muñoz, A., Marín, J.M., y García-Prada, J.C., «Estudio de la influencia de los parámetros de diseño de un banco de ensayos de rodillos en el comportamiento de un neumático», en *XVII Congreso nacional de ingeniería mecánica*, 2008, vol. 2, pp. 1383-1388.
- [38] W. L. R. Ballard, «Development and Use of Laboratory Flat Surface Roadway Technology», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 930834, mar. 1993.
- [39] F. Aparicio Izquierdo, C. Vera Álvarez, y V. Díaz López, *Teoría de los vehículos automóviles*, Universidad Politécnica de Madrid. 2001.
- [40] Díaz V. *et al.*, *Ferrocarriles y automóviles*. UNED, 2012.



- [41] D. J. Bickerstaff y G. Hartley, «Light Truck Tire Traction Properties and Their Effect on Braking Performance», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 741137, feb. 1974.
- [42] R. T. Bundorf, «The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristic Speed and Understeer», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 670078, feb. 1967.
- [43] Center for History and New Media, «Guía rápida». [En línea]. Disponible en: [http://zotero.org/support/quick\\_start\\_guide](http://zotero.org/support/quick_start_guide).
- [44] J. R. Ellis, *Vehicle Dynamics Business Book Ltd.* London, 1969.
- [45] B. Foerster, «Tests to Determine the Adhesive Power of Passenger-Car Tires», *Vers. Zur Feststell. Haftvermögens Von Pers.-Bereifungen*, vol. 1, ago. 1956.
- [46] R. Hadekel, «THE MECHANICAL CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC TIRES», *Clgh. Fed Sci Tech Info*, 1952.
- [47] C. von Holst y H. Göhlich, «The System Tractor - Tire under the Influence of Tractor Development», *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 27, n.º sup001, pp. 330-334, 1997.
- [48] H. W. Kummer y W. . Meyer, «NEW THEORY PERMITS BETTER FRICTIONAL COUPLING BETWEEN TIRE AND ROAD», en *B11*, 1966.
- [49] W. Langer, «Vehicle Testing with Flat Surface Roadway Technology», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 960731, feb. 1996.
- [50] A. Y. Maalej, D. A. Guenther, y J. R. Ellis, «EXPERIMENTAL DEVELOPMENT OF TYRE FORCE AND MOMENT MODELS», *Int. J. Veh. Des.*, vol. 10, n.º 1, pp. 34-50, 1989.
- [51] W. F. Milliken, *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1995.
- [52] D. F. Moore, «THE FRICTION OF PNEUMATIC TYRES», *Elsevier Sci. Publ. Co.*, 1975.
- [53] H. Pacejka, «Analysis of Tire Properties. Chapter 9 of Mechanics of Pneumatic Tires, edited by Clark», pp. 721-870, 1981.

- [54] H. Pacejka, *The tyre as a vehicle component," in proceedings of the 26th FISITA congress' 96: Engineering challenge human friendly vehicles*. Prague, 1996.
- [55] H. B. Pacejka, «Modelling of the tyre as a vehicle component with applications», *Course V2*, vol. 1, 1982.
- [56] H. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*. Elsevier, 2005.
- [57] H. Sakai, «THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES ON THE DYNAMIC PROPERTIES OF TYRES. PART 1: REVIEW OF THEORIES OF RUBBER FRICTION», *Int. J. Veh. Des.*, vol. 2, n.º 1, pp. 78-110, 1981.
- [58] H. Sakai, «THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES ON THE DYNAMIC PROPERTIES OF TYRES PART 4: INVESTIGATIONS OF THE INFLUENCES OF RUNNING CONDITIONS BY CALCULATION AND EXPERIMENT», *Int. J. Veh. Des.*, vol. 3, n.º 3, pp. 333-375, 1982.
- [59] A. R. Savkoor, «Savkoor: The relation of the adhesional friction... - Google Académico», en *FISITA CONGRESS*, 1966.
- [60] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*, 2nd ed. New York [etc.]: John Wiley, 1993.
- [61] J. Y. Wong, *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons, 2001.
- [62] P. Kraft, «Die Kräfteverteilung in der Berührungsfläche zwischen Reifen und Fahrba. hn», *LGL Ber.*, vol. 140, p. 1, 1941.
- [63] H. Martin, «Druckverteilung in der Berührungsfläche zwischen Rad und Fahrbahn», *Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten*, vol. 2, 1936.
- [64] A. H. Markwick y H. J. Starks, «Stresses Between Tire and Road.», *J. Inst. Civ. Eng.*, vol. 16, n.º 7, pp. 309–325, 1941.
- [65] L. W. Teller y J. A. Buchanan, «Determination of Variation in Unit Pressure over the Contact Area of Tires», *Public Roads*, vol. 18, n.º 10, pp. 195–198, 1937.
- [66] Ministerio de Industria, Energia y Turismo, «Manual de procedimiento de inspección de las estaciones ITV.(V7c5)». ene-2016.

- [67] C. Bourcier de Carbon, «Etude Theorique du Shimmy des Roues d'Avion», *Anal. Study Shimmy Airpl. Wheels Off. Natl. Etudes Rech. Aeronaut. Publ.*, n.º 7, 1948.
- [68] S. K. Clark, «Rolling Resistance of Pneumatic Tires», *Tire Sci. Technol.*, vol. 6, n.º 3, pp. 163-175, ago. 1978.
- [69] A. W. Bull, «Tyre behaviour in steering», *SAE J.*, vol. 45, n.º 2, 1939.
- [70] R. D. Evans, «Properties of Tires Affecting Riding, Steering and Handling», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 350082, ene. 1935.
- [71] M. G. Broulhiet, «La suspension de la direction de la voiture automobile— shimmy et dandinement», *Bull Soc Ing CivFrance*, vol. 78, pp. 540–554, 1925.
- [72] P. Culley y R. Hunter, *Shell Bitumen Handbook*. Inst of Civil Engineers Pub, 2014.
- [73] R. N. Hunter, *Asphalts in Road Construction*. Thomas Telford, 2000.
- [74] J. J. M. van Oosten *et al.*, «Time, tire measurements forces and moments: a new standard for steady state cornering tyre testing». 01-ene-1999.
- [75] K. D. Bird y J. F. Martin, «The Calspan Tire Research Facility: Design, Development, and Initial Test Results», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 730582, feb. 1973.

